

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ  
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ  
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»

## **РОЗРАХУНОК ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНОГО ПРИВОДУ ДЛЯ ЕНЕРГЕТИЧНОГО МАШИНОБУДУВАННЯ**

*Рекомендовано Методичною радою КПІ ім. Ігоря Сікорського  
як навчальний посібник для студентів,  
які навчаються за спеціальністю «Теплоенергетика»*

Київ  
КПІ ім. Ігоря Сікорського  
2018

Розрахунок електромеханічного приводу для енергетичного машинобудування [Текст]: навч. посіб. для студ. спеціальності 144 «Теплоенергетика» / КПІ ім. Ігоря Сікорського ; уклад.: В. О. Петрик, С. І. Трубачев, В. А. Колодежний. – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2018. – 62 с.

*Гриф надано Методичною радою КПІ ім. Ігоря Сікорського (протокол № 10 від 21.06.2018 р.*

Навчальне видання

## **РОЗРАХУНОК ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНОГО ПРИВОДУ ДЛЯ ЕНЕРГЕТИЧНОГО МАШИНОБУДУВАННЯ**

Укладачі: *Петрик Владислав Олександрович, канд. техн. наук, доц.*  
*Трубачев Сергій Іванович, канд. техн. наук, доц.*  
*Колодежний Валерій Ананійович, ст. викл.*

Відповідальний  
редактор *Бобир Микола Іванович, д-р техн. наук, проф.*

© КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2018

## ЗМІСТ

Вступ.....	4
1. План розрахунку електромеханічного приводу.....	5
2. Визначення потужності на вході механізму, на ланці $OA$ .....	7
3. Побудова плану швидкостей.....	10
4. План прискорень.....	14
5. Визначення $F_{пр}$ методом важеля Жуковського.....	25
6. Підбір двигуна.....	28
7. Розрахунок планетарної передачі.....	30
Список рекомендованої та використаної літератури.....	37
Додаток. Контрольні завдання.....	38

## ВСТУП

Мета навчального посібника поглибити знання студентів з дисциплін: «Основи проектування машин і механізмів», «Технічна механіка», «Прикладна механіка, деталі машин» та ін.

Навчити студентів самостійності при розв'язанні багатьох питань, пов'язаних з розрахунком приводу і вибором при цьому оптимально необхідного електродвигуна який забезпечить необхідний рух і здолаття сил опору.

Посібник дає декілька десятків схем плоских механізмів для використання для вивчення вищеназваних курсів.

Особливістю посібника є використання в приводі епіциклічних передач які мають значні переваги в порівнянні з простими зубчастими передачами, а особливо малою металоємкістю, компактністю і можливістю в реалізації значних передаточних відношень. Одноступеневий редуктор може реалізувати передаточне відношення від 2 до 1500. Для реалізації такого передаточного відношення простими зубчастими колесами необхідно чотири пари коліс. Внутрішні зачеплення одночасно декількох коліс дають можливість передавати значні обертальні моменти.

# 1. ПЛАН РОЗРАХУНКУ ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНОГО ПРИВОДУ

Розрахований електродвигун через планетарний редуктор приведе в рух заданий механізм обертаючи при цьому вхідну ланку не тільки з заданою частотою, але і долаючи, при цьому, сили опору. Потужність на вході механізму, ланка  $OA$ , відрізняється від потужності на вході всього приводу на коефіцієнт корисної дії (ККД) редуктора, тобто зменшиться на цю величину. Це означає, що при відомій потужності на вході механізму, потужність на вході приводу визначиться як

$$P_{\text{вх}} = P_{OA} / \eta_{\text{ред}}.$$

ККД редуктора береться з довідкової літератури, а потім корегується, а потужність на вході в механізм будемо визначати через приведену до кривошипа  $OA$  силу –  $F_{\text{пр}}$ . Ця сила визначається методом важеля Жуковського.

Для виконання цієї роботи необхідно: побудувати план швидкостей – для важеля; план прискорення – для визначення величин і напрямків сил інерції та моментів сил інерції на кожній ланці. При цьому необхідно врахувати сили ваги кожної ланки та сили або моменти корисного опору. Все це дасть можливість підготувати вихідну задачу для методу важеля Жуковського, яка представлена на рис. 1. Розглядаємо конкретну задачу.

Вихідні дані: схема механізму і необхідні розміри для побудови кінематичної схеми, а також силові і кінематичні параметри, необхідні для розрахунку приводу.

Наприклад, на схемі механізму (рис. 1) ланка  $OA$ , вхідна ланка, повинна обертатися з частотою обертів  $n_{OA} = 120 \text{ хв}^{-1}$ , при цьому механізм повинен долати силу корисного опору  $F_{\text{пр}}$ .

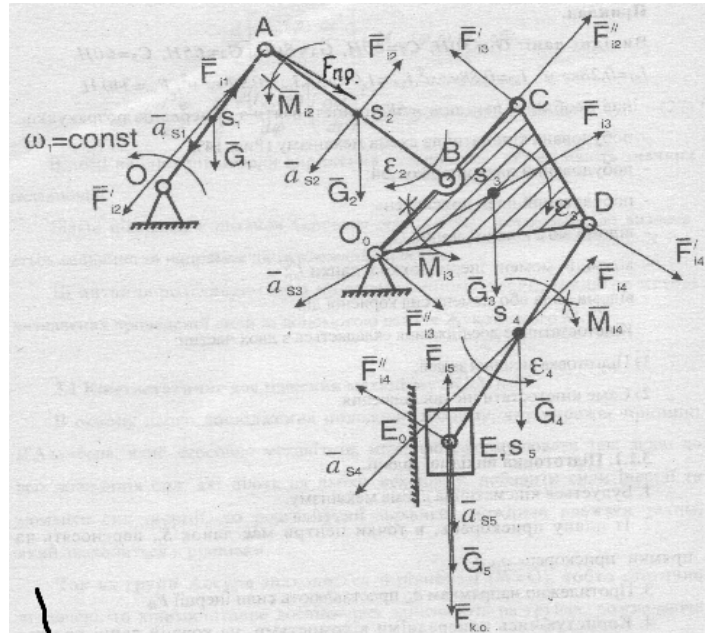


Рис. 1

Для вибору електродвигуна нам необхідно знати два параметри:

- а) яку необхідно мати потужність на вході механізму, тобто на ланці  $OA$ , щоб долати силу опору руху;
- б) яка необхідна мінімальна частота обертів електродвигуна.

Потужність на вході механізму дасть можливість визначити потужність електродвигуна, так як його потужність відрізняється від потужності на вході механізму коефіцієнтом корисної дії приводу. Оскільки ми будемо використовувати епіциклічні передачі, то це буде ККД цієї передачі, яка відома з довідкової літератури [1].

## 2. ВИЗНАЧЕННЯ ПОТУЖНОСТІ НА ВХОДІ МЕХАНІЗМУ, НА ЛАНЦІ $OA$

Потужність визначається формулами:  $P_1 = P_{OA} = F_{\text{пр}} v_A$  або  $P_1 = M_1 \omega_{OA}$ , де  $F_{\text{пр}}$  – це рівнодійна всіх сил опору руху приведена до кінцевої точки вхідної ланки, до кінцевої точки кривошипа, до точки  $A$ , причому вона направлена перпендикулярно до кривошипу  $OA$ . Добуток цієї сили на плече, на дійсну довжину радіус-вектора  $OA$ ,  $L_{OA} = OA \cdot \mu_L$  (відрізок  $OA$  береться на схемі механізму і множиться на масштабний коефіцієнт довжини) дасть приведений момент  $M_1 = M_{OA}$ ,  $\omega_{OA}$  – кутова швидкість вхідної ланки  $OA$ :

$$\omega_{OA} = \omega_1 = n_{OA} / 9,55 \text{ с}^{-1} = n_1 / 9,55 \text{ с}^{-1}.$$

Для продовження подальших розрахунків будується кінематична схема механізму (рис. 1).

Вихідні дані: структурна схема механізму, дійсні розміри довжин ланок та інші лінійні розміри:  $L_{OA} = 0,4 \text{ м}$ ,  $L_{AB} = 0,5 \text{ м}$ ,  $L_{OB} = 0,25 \text{ м}$ ,  $L_{OC} = 0,5 \text{ м}$ ,  $L_{CD} = 0,25 \text{ м}$ ,  $L_{OD} = 0,5 \text{ м}$ ,  $L_{DE} = 0,6 \text{ м}$ ,  $\varphi = 55^\circ$ ,  $c = 0,15 \text{ м}$ ,  $a = 0,4 \text{ м}$ ,  $b = 0,2 \text{ м}$ ,  $n_1 = 120 \text{ хв}^{-1}$ , вага ланок:  $G_1 = 30 \text{ Н}$ ,  $G_2 = 60 \text{ Н}$ ,  $G_3 = 80 \text{ Н}$ ,  $G_4 = 65 \text{ Н}$ ,  $G_5 = 60 \text{ Н}$ , моменти інерції ланок:  $I_{S_2} = 0,88 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ ,  $I_{S_3} = 1,0 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ ,  $I_{S_4} = 0,92 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ .

Користуючись структурною схемою і заданими дійсними розмірами – дійсними довжинами ланок та іншими лінійними та кутовими параметрами, визначають:

- 1) Масштабний коефіцієнт довжини  $\mu_L$ , задавшись при цьому довжиною відрізка  $OA$ , що буде на графіці представлять кривошип, наприклад,  $OA = 40 \text{ мм}$ , тоді

$$\mu_L = \frac{L_{OA}}{OA} = \frac{400 \text{ мм}}{40 \text{ мм}} = 10 \frac{\text{мм}}{\text{мм}} = 0,01 \frac{\text{м}}{\text{мм}}.$$

Для побудови кінематичної схеми механізму знайдемо довжини відрізків, що будуть представлять на кінематичній схемі кожну ланку, наприклад,  $OA = L_{OA}/\mu_L$ , тоді:  $AB = 50 \text{ мм}$ ,  $O_1B = 25 \text{ мм}$ ,  $O_1C = 50 \text{ мм}$ ,  $CD = 25 \text{ мм}$ ,  $O_1D = 50 \text{ мм}$ ,  $DE = 60 \text{ мм}$ ,  $c = 15 \text{ мм}$ ,  $a = 40 \text{ мм}$ ,  $b = 20 \text{ мм}$ .

Як по відрізках побудувати кінематичну схему, як знайти крайні положення робочої ланки, а відповідно їм – крайні положення кінцевої точки кривошипа, точки  $A$ , як із двох крайніх точок кривошипа знайти нульову точку, а потім траєкторію руху точки  $A$ , тобто коло розбити на 12 рівних частин по напрямку руху кривошипа, студенти знають із лекційного матеріалу. Отримавши 12 положень точки  $A$  маємо можливість побудувати 12 кінематичних схем механізму або 12 планів положень механізму. Студент розглядає одне положення, яке вказане в завданні.

На кінематичній схемі до кінцевої точки кривошипа, до точки  $A$  в протилежному напрямку руху, перпендикулярно до радіус-вектора  $OA$  проводимо вектор приведеної сили  $F_{\text{пр}}$ .

Для визначення цієї сили скористаємось методом важеля Жуковського.

Під важелем Жуковського розуміють план швидкостей механізму, як абсолютно жорсткий елемент, з шарнірно нерухомою опорою в полюсі, до відображених точок якого прикладені сили, що діють на механізм (зовнішні та сили інерції) в тих самих точках та повернуті в одному напрямку на кут 90 градусів, а до відображених відрізків прикладені приведені до важеля Жуковського пари сил, які діють на відповідні ланки механізму. Таким чином, для використання важеля Жуковського нам необхідно для положення механізму, що розглядається:

а) побудувати план швидкостей механізму;



б) побудувати план прискорень для механізму, який дасть можливість визначити сили та моменти сил інерції.

Маючи ці дані, ми побудуємо важіль Жуковського і з одного рівняння його рівноваги визначимо значення приведеної сили.

Щоб не рисувати декілька кінематичних схем при розв'язуванні задач за пунктами а) і б), ми на одній кінематичній схемі показали результати по цих пунктах, а в подальших поясненнях розповімо, як це робити.

### 3. ПОБУДОВА ПЛАНУ ШВИДКОСТЕЙ

Побудова плану і подальше його використання значно спрощуються якщо знаєш властивості плану.

1) Вектори, які виходять із полюса плану швидкостей «р» ,визначають величину і напрямок абсолютної швидкості точки механізму в масштабі плану швидкостей. Всі нерухомі точки механізму «розташовані» в полюсі.

2) Вектори, які з'єднують кінці векторів абсолютних швидкостей, визначають величину і напрямок відносної швидкості точки в масштабі плану швидкостей.

3) Теорема подібності. Вектори відносних швидкостей на плані швидкостей створюють фігуру, подібну однойменній жорсткій фігурі, створеній відрізками на кінематичній схемі, але повернуту по відношенню до останньої на кут 90 градусів в напрямку миттєвої кутової швидкості жорсткої фігури.

Розглядаючи це питання ми нагадаємо студентам про загальну методику побудови плану та зупинимось на основних моментах побудови.

Теоретична механіка дає нам формулу для визначення абсолютної швидкості точки плоского механізму. Ця сумарна швидкість визначається геометричною сумою двох швидкостей переносного і відносного рухів, тобто для першої рухомої точки  $A$ :

$$\vec{v}_A = \vec{v}_O + \vec{v}_{OA}. \quad (1)$$

Ця формула свідчить про те, що для отримання вектора швидкості точки  $A$  необхідно провести вектор  $\vec{v}_O$ , а він повинен бути завжди відомим, продовжити його вектором  $\vec{v}_{OA}$ , а потім з'єднати початок першого вектора з кінцем останнього – це і буде сумарний вектор  $\vec{v}_A$ .

Вектор  $\vec{v}_{OA}$  – це вектор відносної швидкості. Напрямок цієї швидкості відомий – це перпендикуляр до ланки, що розглядається, при обертальному відносному русі. Позначення ланки зображено в індексі цього вектора. У нашому випадку це ланка  $OA$ . За величиною відносна швидкість визначається добутком кутової швидкості ланки на дійсну довжину ланки:

$$\vec{v}_{OA} = \vec{\omega}_{OA} \times \vec{L}_{OA}. \quad (2)$$

Розглядаючи наш приклад, відносно формули (1), перша складова  $\vec{v}_O$  – це швидкість попередньої точки  $O$ . Ця точка нерухома, її швидкість дорівнює нулю. Таким чином, абсолютне, або сумарне, значення швидкості точки  $A$  визначається величиною і напрямком відносної швидкості точки, тобто величиною  $v_{OA}$  (див. формулу (2)), а напрямок по перпендикуляру до ланки  $OA$ .

Таким чином,  $v_A = \omega_1 L_{OA}$ , де  $\omega_1 = n_1 / 9,55$  рад/с,  $\omega_1 = 12,56$  рад/с, тоді  $v_A = 5,024$  м/с. Розглядаючи формулу (2), відзначимо, що швидкість точки  $A$  і кутова швидкість ланки  $OA$  взаємо пов'язані, тобто вони визначають свої напрямки. Кутова швидкість визначає напрямок відносної швидкості точки, а відносна швидкість – напрямок кутової швидкості ланки.

Визначивши масштабний коефіцієнт побудови плану, можемо починати побудову. Всі точки кінематичної схеми механізму повинні бути відображеними на плані швидкостей. На кінематичній схемі – головні літери, а на плані швидкостей відповідні строчні літери. Першим відрізком буде відрізок  $pa$  довільної довжини, наприклад  $pa = 50$  мм, який на плані буде відображати швидкість  $\vec{v}_A$ , тоді

$$\mu_v = \frac{v_A}{pa} = \frac{5,024 \text{ м/с}}{50 \text{ мм}} = 0,1 \frac{\text{м/с}}{\text{мм}}.$$

Швидкість усіх наступних точок механізму визначається за формулою (2), але для всіх наступних точок механізму невідомі кутові швидкості ланок, тому існує правило до вибору наступної точки в механізмі: це повинна бути така точка, яка належить двом ланкам, що створюють наступну точку, і в кожній із цих ланок є точка з відомою швидкістю. Крім цього, не треба забувати про теорему подібності, за допомогою якої визначаються швидкості точок  $C$  і  $D$ . Всі ці прийоми відомі студентам із лекційного матеріалу.

Для визначення швидкості точки  $B$ ,  $\vec{v}_B$ , складається система двох рівнянь. Розв'язується вона графічно, використовуючи додавання або віднімання векторів. Для визначення швидкості точки  $C$  складається пропорція, і по теоремі подібності визначається швидкість точки  $D$ . Використовуючи вище сказане, визначили:  $v_B = pb \cdot \mu_v = 5$  м/с,  $v_C = 2v_B = 10$  м/с,  $v_D = 10,2$  м/с,  $v_E = 9,2$  м/с. На рис. 2 представлений план швидкостей з полюсом  $p$ .

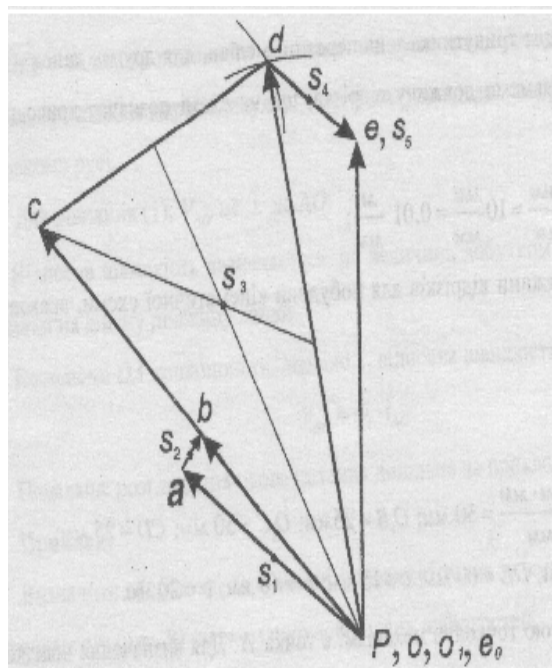


Рис. 2

Для визначення величини і напрямку кутових швидкостей ланок користуються відносними швидкостями, взятими із плану швидкостей (див. формулу (2)).

При розв'язанні задачі план швидкостей з нерухомим шарніром у полюсі буде важелем Жуковського, що дасть можливість визначити приведену силу. Але для складання важеля Жуковського нам необхідні сили інерції  $F_i$  та моменти інерції  $M_i$  :

$$\vec{F}_i = -m_i \vec{a}_{S_i}, (\text{Н}), \quad \vec{M}_i = -I_{S_i} \vec{\varepsilon}_i, (\text{Н}\cdot\text{м}). \quad (3)$$

Для визначення сили інерції та моменту інерції необхідно знати прискорення центра мас  $\vec{a}_{S_i}$ , а також кутове прискорення ланки  $\vec{\varepsilon}_i$ . Знайти їх величину і напрямки можливо тільки після побудови плану прискорень. Всі сили та пари сил, які ми знайдемо після побудови плану прискорень, будемо відображати на кінематичній схемі, зображеній на рис. 1.

## 4. ПЛАН ПРИСКОРЕНЬ

Побудова плану прискорень та подальше його використання спрощуються, якщо використовувати властивості плану прискорень:

1) Вектори, які виходять із полюса плану прискорень  $\pi$ , визначають величину і напрямок абсолютного прискорення точки механізму в масштабі плану прискорень. Всі нерухомі точки механізму, прискорення яких дорівнюють нулю, розташовані в полюсі плану прискорень.

2) Вектори, які з'єднують кінці векторів абсолютних прискорень, визначають величину і напрямок повних відносних прискорень точок в масштабі плану прискорень.

3) Теорема подібності: вектори повних відносних прискорень на плані прискорень створюють фігуру, яка подібна однойменній жорсткій фігурі на кінематичній схемі механізму, але повернутій відносно останньої на кут  $(180^\circ - \alpha)$ .

Ми представимо побудову плану прискорень в скороченому вигляді, оскільки матеріал розглянуто в лекційному матеріалі та в інших методичних розробках.

Загальна формула з визначення абсолютного прискорення точки:

$$\vec{a}_A = \vec{a}_O + \vec{a}_{OA}^n + \vec{a}_{OA}^r \quad (4)$$

– це геометрична сума векторів. Для того щоб отримати вектор  $\vec{a}_A$ , необхідно скласти три вектори цього рівняння. Провести вектор  $\vec{a}_O$ , продовжити його

вектором  $\vec{a}_{OA}^n$ , а цей вектор продовжити вектором  $\vec{a}_{OA}^\tau$ . Тоді початок першого вектора і кінець останнього визначають величину і напрямок абсолютного прискорення точки  $A$  масштабі плану прискорень. Для визначення сумарного прискорення нам необхідно знати:

- а) як визначити абсолютне значення кожної складової рівняння (4);
- б) як його позначити;
- в) довжину відрізка, що на плані прискорень буде зображати цю складову;
- г) куди направити цей відрізок.

Перша складова – це завжди відомий вектор. Це нерухома точка, що знаходиться в полюсі, або тільки що визначений вектор.

Друга складова – нормальне прискорення. Його величина:

$$a_{OA}^n = v_{OA}^2 / L_{OA} = \omega_1^2 L_{OA}^2 / L_{OA} = \omega_1^2 L_{OA}. \quad (5)$$

Якщо це дійсне значення нормальної складової прискорення точки розділити на масштабний коефіцієнт побудови плану, то отримаємо відрізок який на плані буде зображати нормальну складову. Кінець вектора нормальної складової позначається строчною буквою « $n$ » з цифровим порядковим числом –  $n_1, n_2, \dots$ . Напрямок: від рухомої точки до нерухомої, або умовно нерухомої, тобто від  $A$  до  $O$ .

Третя складова, тангенціальна складова прискорення:

$$a_{OA}^\tau = \varepsilon_1 L_{OA}. \quad (6)$$

Напрямок – перпендикуляр до ланки. Нормальна і тангенціальна складові взаємно перпендикулярні.

Для побудови плану прискорень звертаємось до основної формули по визначенню прискорення точки (4). Аналіз формули підказує, що

прискорення точки  $A$  визначається величиною і напрямком нормальної складової, оскільки всі інші складові дорівнюють нулю. Тоді

$$a_A = a_{OA}^n = \omega_1^2 L_{OA} = 12,56^2 \cdot 0,4 = 63,1 \text{ м/с}^2. \quad (7)$$

Напрямок прискорення – від  $A$  до  $O$ . Якщо прискорення точки  $A$  на плані прискорень представити відрізком  $\pi a = 63 \text{ мм}$ , то масштабний коефіцієнт плану прискорень визначиться як:

$$\mu_a = a_A / \pi a = 1,0 \text{ (м/с}^2\text{)/мм}. \quad (8)$$

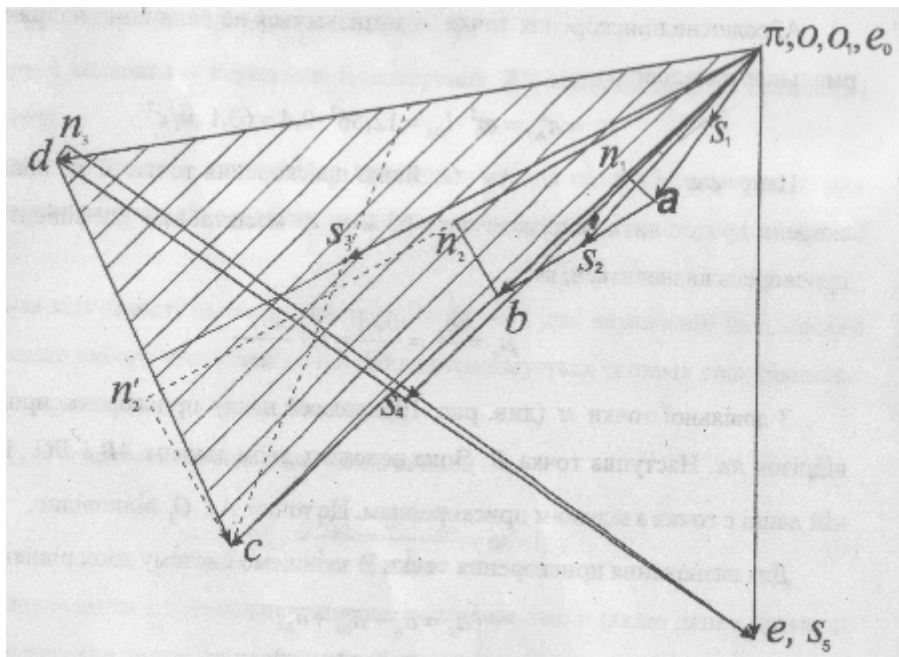


Рис. 3

З довільної точки  $\pi$  полюсу плану прискорень проводимо відрізок  $\pi a$ .

Точка  $B$ , яка належить двом ланкам  $AB$  і  $BO_1$ , і в кожній ланці є точка з відомим прискоренням. Це точки  $A$  і  $O_1$  відповідно. Для визначення прискорення точки  $B$  записується система двох векторних рівнянь:

$$\begin{cases} \vec{a}_B = \vec{a}_A + \vec{a}_{BA}^n + \vec{a}_{BA}^{\tau}, \\ \vec{a}_B = \vec{a}_{O_1} + \vec{a}_{BO_1}^n + \vec{a}_{BO_1}^{\tau}. \end{cases} \quad (9)$$



Кожне рівняння розв'язується окремо .

Перша складова першого рівняння – відомий за величиною і напрямком вектор  $\vec{a}_A$ .

Друга складова:

$$a_{BA}^n = v_{BA}^2 / L_{BA} = (pa \cdot \mu_v)^2 / L_{BA} = 4,5 \text{ м/с}^2 .$$

Відрізок, що буде зображати на плані прискорень цю величину:

$$an_1 = a_{BA}^n / \mu_a = 4,5 \text{ мм} .$$

Напрямок: від  $B$  до  $A$ .

Третій вектор:

$$a_{BA}^\tau = \varepsilon_2 \cdot L_{BA} .$$

Дійсне значення тангенціальної складової визначити поки неможливо із-за відсутності значення кутового прискорення ланки  $\varepsilon_2$ , але відомий напрямок – це перпендикуляр до ланки  $AB$ . Проводимо цей перпендикуляр.

Аналогічно по другому рівнянню.

Перший вектор – відомий вектор, це нульовий вектор і знаходиться він в полюсі.

Другий вектор:

$$a_{BO_1}^n = v_{BO_1}^2 / L_{BO_1} = 100 \text{ м/с}^2 .$$

Відрізок, що буде зображати нормальну складову:

$$\pi n_2 = a_{BO_1}^n / \mu_a = 100 \text{ мм} .$$

Третій вектор:

$$a_{BO_1}^\tau = \varepsilon_3 \cdot L_{BO_1} .$$

Із-за відсутності  $\varepsilon_3$  визначити тангенціальну складову поки неможливо, але відомий напрямок – це перпендикуляр до ланки  $BO_1$ . Вектор нормальної складової продовжимо цим вектором. На перетині тангенціальних складових  $a_{BA}^\tau$  і  $a_{BO_1}^\tau$  визначиться положення точки  $B$ . Вектор, який виходить із полюса плану прискорень –  $\pi b$  буде зображати абсолютне прискорення точки  $B$ , за величиною і напрямком. Значення його:

$$a_B = \pi b \cdot \mu_a = 103 \cdot 1 = 103 \text{ м/с}^2.$$

Відрізок  $n_1 b$  буде зображати величину і напрямок тангенціальної складової  $a_{BA}^\tau$ :

$$a_{BA}^\tau = n_1 b \cdot \mu_a = 40 \cdot 1 = 40 \text{ м/с}^2,$$

а відрізок  $n_2 b$  – величину і напрямок тангенціальної складової  $a_{BO_1}^\tau$ :

$$a_{BO_1}^\tau = n_2 b \cdot \mu_a = 22 \cdot 1 = 22 \text{ м/с}^2.$$

Для визначення прискорення точки  $C$  використаємо теорему подібності.

Точка  $B$  лежить посередині відрізка  $O_1 C$ , а тому прискорення точки  $C$  буде вдвічі більше, тобто:

$$a_C = 2a_B = 2 \cdot 103 = 206 \text{ м/с}^2.$$

Прискорення точки  $D$  визначається за теоремою подібності, роблячи подібними  $\Delta O_1 C D$  і  $\Delta \pi c d$ . Складаємо пропорції:

$$O_1 C / \pi c = C D / c d, \quad \text{звідси} \quad c d = 103 \text{ мм},$$

$$O_1 C / \pi c = O_1 D / \pi d, \quad \text{звідси} \quad \pi d = 203 \text{ мм}.$$

Точка  $d$  знаходиться на перетині дуг радіусами 103 мм і 206 мм.

Прискорення точки  $D$ :

$$ad = \pi d \cdot \mu_a = 206 \cdot 1 = 203 \text{ м/с}^2.$$

Прискорення точки  $E$  визначається із системи двох векторних рівнянь:

$$\begin{cases} \vec{a}_E = \vec{a}_D + \vec{a}_{ED}^n + \vec{a}_{ED}^\tau, \\ \vec{a}_E = \vec{a}_{E_0} + \vec{a}_{EE_0}^n + \vec{a}_{EE_0}^\tau. \end{cases} \quad (10)$$

У першому рівнянні перша складова  $\vec{a}_D$  – відомий вектор.

Друга складова – нормальна складова прискорення:

$$a_{ED}^n = v_{ED}^2 / L_{ED} = 1,8^2 / 0,6 = 5,4 \text{ м/с}^2.$$

Довжина відрізка, що зображатиме нормальну складову:

$$dn_3 = a_{ED}^n / \mu_a = 5,4 \text{ мм}.$$

Тангенціальна складова визначиться після побудови плану прискорень.

Із-за відсутності кутового прискорення ланки  $DE$  –  $\varepsilon_4$ , тангенціальну складову прискорення за формулою  $\vec{a}_{ED}^\tau = \varepsilon_4 \cdot L_{ED}$  визначити поки неможливо.

Напрямок тангенціальної складової відомий – це перпендикуляр до ланки  $DE$ , або до відрізка  $dn_3$ . У другому рівнянні перша складова також відома – це нульове прискорення нерухомої точки  $E_0$ .

Друга складова, нормальне прискорення, визначається так:

$$a_{EE_0}^n = v_{EE_0}^2 / L_{EE_0}.$$

В знаменнику стоїть відстань між точками  $E$  і  $E_0$ , вона дорівнює нескінченності,  $L_{EE_0} = \infty$ , а тому нормальна складова прискорення дорівнює нулю.

Третя складова, тангенціальне прискорення у русі по напрямній, тобто паралельно  $a - a$ . На перетині тангенціальних складових із кожного рівняння отримаємо точку « $e$ ». При цьому значення невідомих в системі:

$$a_E = \pi e \cdot \mu_a = 176 \cdot 1 = 176 \text{ м/с}^2,$$

$$a_{ED}^\tau = n_3 e \cdot \mu_a = 216 \cdot 1 = 216 \text{ м/с}^2.$$

Для визначення величини та напрямку кутових прискорень ланок –  $\dot{\epsilon}$  використаємо формулу:  $\vec{a}_i^\tau = \vec{\epsilon}_i \times \vec{L}_i$ , кінематичну схему та план прискорень. Якщо цю формулу розглядати у векторній формі, то з лівої сторони формули стоїть вектор тангенціальної складової прискорення точки, з правої сторони знака рівняння стоїть вектор кутового прискорення  $\vec{\epsilon}$  ланки. Це означає, що ці дві величини пов'язані між собою напрямком. Тангенціальна складова вказує напрямок кутового прискорення ланки і навпаки. Ці напрямки розглядаються відносно точки – центру ваги ланки. Таким чином, за формулою визначаємо дійсне значення кутового прискорення, а напрямок – із плану прискорень по тангенціальній складовій шляхом перенесення її на кінематичну схему, на ланку, що ближче до рухомої точки, і розглядаємо обертальний рух ланки відносно точки – центру ваги. По напрямку тангенціальної складової проводимо дугову стрілку.

Ця процедура виконується на кожній ланці.

Перша ланка  $OA$ :  $\epsilon_1 = 0$ , оскільки  $\omega_1 = \text{const}$ .

Друга ланка  $AB$  та третя ланка  $O_1BCD$  розглядалися разом при визначенні прискорення точки  $B$  (див. систему рівнянь (9)). В цій системі два тангенціальних прискорення,

$$a_{BA}^{\tau} = \varepsilon_2 \cdot L_{BA} = n_1 b \cdot \mu_a, \quad \text{звідси} \quad \varepsilon_2 = 40 \text{ м/с}^2 / 0,5 \text{ м} = 80 \text{ 1/с}^2.$$

Для визначення напрямку  $\varepsilon_2$  звертаємось до плану прискорень. Тангенціальна складова – вектор  $\overrightarrow{n_1 b}$ . Перенесемо умовно цей вектор на кінематичну схему, на ланку  $AB$ , ближче до рухомої точки  $B$ , і розглянемо обертальний рух цієї ланки відносно центру ваги  $S_2$  від напрямку тангенціальної складової. Напрямок  $\varepsilon_2$  проставимо дуговою стрілкою.

Для визначення кутового прискорення ланки 3, трикутника, рівняння можливо записати так:

$$a_{BO_1}^{\tau} = \varepsilon_3 \cdot L_{BO_1} \quad \text{або} \quad a_{CO_1}^{\tau} = \varepsilon_3 \cdot L_{CO_1},$$

звідси

$$\varepsilon_3 = a_{BO_1}^{\tau} / L_{BO_1} = a_{CO_1}^{\tau} / L_{CO_1} = 22 / 0,25 = 44 / 0,5 = 88 \text{ 1/с}^2.$$

Для визначення напрямку  $\varepsilon_3$  тангенціальну складову  $n_2 c$  із плану прискорень перенесемо на ланку  $O_1 CD$  ближче до рухомої точки  $C$  і розглянемо обертальний рух ланки відносно центру ваги  $S_3$ . Напрямок руху позначимо дуговою стрілкою.

Кутове прискорення ланки  $DE$ ,  $\vec{\varepsilon}_4$ , визначаємо, користуючись системою рівнянь (10). Тангенціальна складова  $\vec{a}_{ED}^{\tau}$  визначить величину і напрямок  $\vec{\varepsilon}_4$ . Величина:

$$a_{ED}^{\tau} = \varepsilon_4 \cdot L_{ED}, \quad \text{звідси} \quad \varepsilon_4 = a_{ED}^{\tau} / L_{ED} = 216 \text{ м/с}^2 / 0,6 \text{ м} = 360 \text{ 1/с}^2.$$

Напрямок визначимо за напрямком вектора  $\overrightarrow{n_3 e}$ , який з плану прискорень перенесемо на ланку  $DE$ , ближче до рухомої точки  $E$ , і розглянемо обертальний рух ланки відносно центру ваги  $S_4$ . Напрямок  $\vec{\varepsilon}_4$  позначимо дуговою стрілкою.

Ланка 5, повзун, не виконує обертальних рухів, а тому  $\vec{\varepsilon}_5 = 0$ .

Прискорення центрів ваги  $a_{S_i}$  визначимо, користуючись першою і третьою властивостями плану прискорень:

$$\begin{aligned}a_{S_1} &= \pi s_1 \cdot \mu_a = 31 \cdot 1 = 31 \text{ м/с}^2, \\a_{S_2} &= \pi s_2 \cdot \mu_a = 82,5 \cdot 1 = 82,5 \text{ м/с}^2, \\a_{S_3} &= \pi s_3 \cdot \mu_a = 133 \cdot 1 = 133 \text{ м/с}^2, \\a_{S_4} &= \pi s_4 \cdot \mu_a = 158,5 \cdot 1 = 158,5 \text{ м/с}^2, \\a_{S_5} &= \pi s_5 \cdot \mu_a = 176 \cdot 1 = 176 \text{ м/с}^2.\end{aligned}$$

Знаючи величини і напрямки прискорень центрів ваги ланок, а також величини і напрямки кутових прискорень ланок  $\vec{\varepsilon}_i$ , маємо можливість визначити сили інерції  $F_i$  та моменти сил інерції  $M_i$  для кожної ланки:

$$\vec{F}_i = -m_i \vec{a}_{S_i} \text{ [Н]}, \quad \vec{M}_i = -I_{S_i} \vec{\varepsilon}_i \text{ [Н} \cdot \text{м]}.$$

В цих формулах знаки «мінус» вказують на те, що сила інерції і момент сил інерції направлені протилежно відповідним прискоренням.

Визначимо ці величини:

$$\begin{aligned}F_{i1} &= m_1 a_{S_1} = (G_1/g) a_{S_1} = 94,9 \text{ Н}, \\F_{i2} &= (G_2/g) a_{S_2} = 505,1 \text{ Н}, \\F_{i3} &= 1051,3 \text{ Н}, \\F_{i4} &= 1051,3 \text{ Н}, \\F_{i5} &= 1077,5 \text{ Н}.\end{aligned}$$

Моменти сил інерції:

$$\begin{aligned}M_{i1} &= 0, \quad \text{оскільки} \quad \varepsilon_1 = 0, \\M_{i2} &= I_{S_2} \varepsilon_2 = 0,88 \cdot 80 = 70,4 \text{ Н} \cdot \text{м},\end{aligned}$$

$$M_{i3} = I_{S_3} \varepsilon_3 = 1 \cdot 88 = 88 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_{i4} = I_{S_4} \varepsilon_4 = 0,92 \cdot 360 = 331,2 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Для складання важеля Жуковського враховуються наступні сили і моменти:

- а) сили інерції ланок,
- б) моменти сил інерції ланок,
- в) вага кожної ланки,
- г) сила корисного опору, якщо досліджується робоче положення механізму, тобто коли робоча ланка рухається проти сил корисного опору,
- д) приведена сила  $F_{\text{пр}}$ .

Виконаємо підготовку вихідної задачі для складання важеля Жуковського.

Ця картина представлена на рис. 1. На кінематичну схему механізму в центри ваги з плану прискорень перенесемо вектори прискорень цих центрів ваги –  $\pi s_i$ . Протилежно цим векторам проводимо вектори сил інерції (напрямки).

На кожній ланці, де є кутове прискорення, вже дуговою стрілкою проставлені їх напрямки. Відносно центрів ваги протилежно напрямкам  $\varepsilon_i$  дуговою стрілкою проставляємо моменти сил інерції.

Приведена сила  $F_{\text{пр}}$  є рівнодієюю всіх сил опору руху. Найбільш раціонально її прикладають в кінцевій точці кривошипа – точці  $A$  і направляють під кутом 90 градусів до радіус-вектора  $OA$  в протилежному до напрямку руху цієї ланки напрямі, тобто проти  $\omega_1$ .

Метою розгляду важеля Жуковського є визначення приведеної сили. Якщо при розв'язуванні рівняння по визначенню  $F_{\text{пр}}$  отримаємо від'ємний знак, то це означає, що ми визначили не приведену силу, а зрівноважувальну силу  $F_{\text{зр}}$ , вона за модулем дорівнює приведеній силі, має спільну лінію дії,

але протилежний напрямок. Ця сила є рушійною силою і використовується для визначення потужності, необхідної для приведення в рух механізму. Визначення потужності розглянемо трохи пізніше.

Кожного разу будемо вважати, що положення механізму, яке розглядається, відповідає робочому ходу, а це означає, що робоча ланка долає силу корисного опору. До робочої ланки прикладаємо  $F_{\text{ко}}$  в заданому напрямку.

В кожному точку ланки  $S_i$ , центр ваги ланки, проставляємо вектори сил ваги  $G_i$ , направляючи їх до центру землі, тобто вниз. Як результат, ми отримаємо вихідну задачу для складання важеля Жуковського (рис. 1).



## 5. ВИЗНАЧЕННЯ $F_{\text{пр}}$ МЕТОДОМ ВАЖЕЛЯ ЖУКОВСЬКОГО

Під важелем Жуковського розуміється план швидкостей механізму з нерухомою шарнірною опорою в полюсі, до точок якого прикладені сили (попередньо названі), що діють на механізм у відповідних його точках, ці сили повернуті в одному напрямку на кут  $90^\circ$ , а до відрізків важеля Жуковського прикладені пари сил, які діють на відповідні цим відріzkам ланки механізму.

Для визначення  $F_{\text{пр}}$  необхідно записати одне рівняння рівноваги важеля як алгебраїчну суму моментів сил, які діють на важіль, відносно полюса. При переносі на важіль моментів, що діють на ланки механізму, використовують такий прийом: діючі на ланки моменти представляють парою сил, не змінюючи напрямку моменту.

Для ланки  $AB$ :

$$F'_{i2} = F''_{i2} = M_{i2} / L_{AB} = 70,4 \text{ Н} \cdot \text{м} / 0,5 \text{ м} = 140,8 \text{ Н}.$$

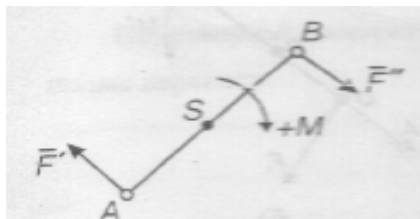


Рис. 4

Сили  $F'_{12}$  і  $F''_{12}$  перенесемо на важіль в точки «a» і «b» за правилами переносу.

Представимо інші моменти сил інерції парами сил:

$$F'_{i3} = F''_{i3} = M_{i3} / L_{O_1C} = 88 / 0,5 = 176 \text{ Н},$$

$$F'_{i4} = F''_{i4} = M_{i4} / L_{DE} = 331,2 / 0,6 = 552 \text{ Н}.$$

Перенесемо на важіль всі сили з кінематичної схеми механізму, повертаючи їх за годинниковою стрілкою на кут  $90^\circ$  (рис. 5).

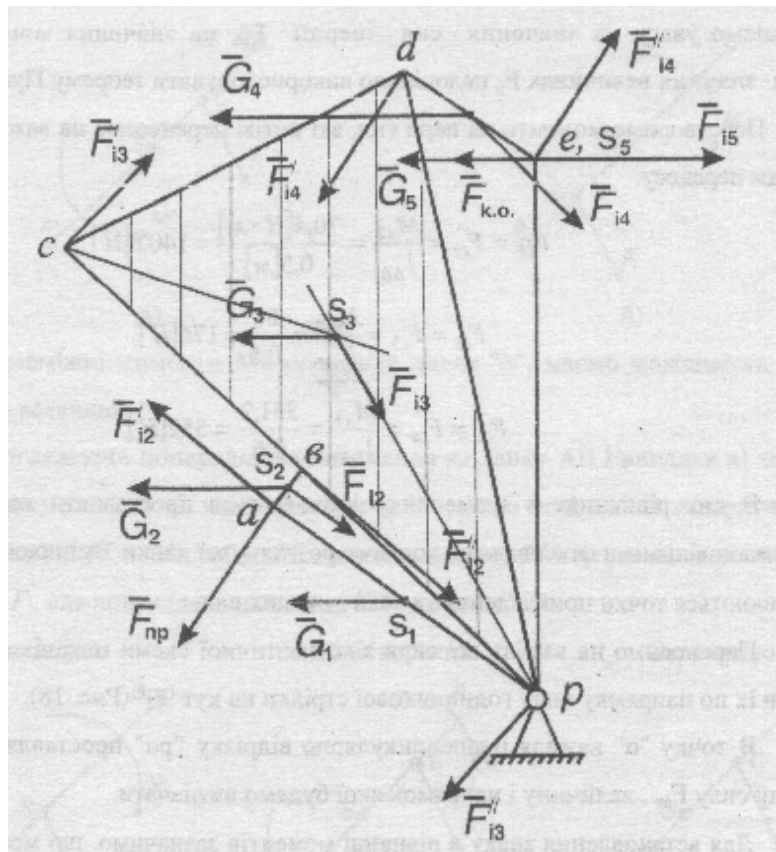


Рис. 5

В точку  $a$  важеля перпендикулярно до відрізка  $pa$  ставимо приведену силу  $F_{np}$ , величину і напрямок якої будемо визначати. Для встановлення знаку в рівнянні моментів зазначимо, що момент за годинниковою стрілкою будемо вважати додатним. Рівняння  $\sum M_{(p)} = 0$ :

$$\begin{aligned}
& -F_{\text{пр}} \cdot pa - G_1 \cdot h_1 - G_2 \cdot h_2 - G_3 \cdot h_3 - G_4 \cdot h_4 - G_5 \cdot h_5 + F'_{i2} \cdot h'_{i2} + F''_{i2} \cdot h''_{i2} + \\
& + F_{i2} \cdot h_{i2} + F_{i3} \cdot h_{i3} + F'_{i3} \cdot h'_{i3} - F'_{i4} \cdot h'_{i4} + F''_{i4} \cdot h''_{i4} - F_{\text{ко}} \cdot h_{\text{ко}} + F_{i4} \cdot h_{i4} + F_{i5} \cdot h_{i5} = 0.
\end{aligned}$$

В цьому рівнянні під  $h_i$  розуміють відрізок, взятий в мм і відрахований по перпендикуляру від полюса важеля  $p$  до лінії дії відповідної сили.

$$\begin{aligned}
& F_{\text{пр}} \cdot 50 - 30 \cdot 14 - 60 \cdot 34 - 80 \cdot 58,5 - 65 \cdot 94,5 - 60 \cdot 90 + \\
& + 140,8 \cdot 7 + 505,1 \cdot 5 + 140,8 \cdot 9 + 176 \cdot 100 + 1085,7 \cdot 14 - \\
& - 552,8 \cdot 62 + 552,8 \cdot 44 - 340 \cdot 90 + 1051,3 \cdot 70 + 1077,5 \cdot 90 + 0.
\end{aligned}$$

$$\text{Звідси } F_{\text{пр}} = 148911,2/50 = 2978,2 \text{ Н}.$$

Знак «плюс» означає, що ми визначили ту силу, яку і підставляли в рівняння рівноваги важеля, тобто приведену силу.

## 6. ПІДБІР ДВИГУНА

Потужність, яку необхідно прикласти до ланки  $OA$ , щоб механізм прийшов у рух, долаючи сили опору:

$$N [\text{Вт}] = F_{\text{зр}} [\text{Н}] \cdot v_A [\text{м/с}].$$

Потужність визначається через зрівноважувальну силу, яка дорівнює приведеній силі, але має протилежний напрямок. Її напрямок погоджений з напрямком кутової швидкості ланки  $OA$ .

Швидкість точки кінцевої точки кривошипа  $v_A = 5,024 \text{ м/с}$ , зрівноважувальна сила  $F_{\text{зр}} = 2\,978,2 \text{ Н}$ . Потужність на ланці  $OA$   $N_{OA} = 14\,962,5 \text{ Вт}$ . Округляємо до найближчого цілого  $N_{OA} = 5 \text{ кВт}$ . Потужність на вході редуктора буде відрізнятися на величину коефіцієнта корисної дії редуктора.  $\eta_{\text{ред}} = 0,93 \dots 0,95$ . Приймаємо  $\eta_{\text{ред}} = 0,94$ . Тоді потужність на вході редуктора:

$$N_{\text{вх}} = 15 / 0,94 = 15,96 \text{ кВт}.$$

Це та потужність, яка необхідна для того, щоб привести в рух усю систему.

Звертаємось до довідкової літератури і за найближчому більшому значенню потужності підбираємо електродвигун: для змінного струму, трифазний, асинхронний.

Для даного випадку підходять електродвигуни серії АИР. Найближча більша потужність – 18,5 кВт.

Підходять двигуни: 1) АИР 160 М2,  $n_{\text{дв}} = 3000$  об/хв

2) АИР 160 М4,  $n_{\text{дв}} = 1500$  об/хв

3) АИР 180 М6,  $n_{\text{дв}} = 1000$  об/хв

4) АИР 200 М8,  $n_{\text{дв}} = 750$  об/хв.

Взявши будь-який із цих двигунів, його оберти планетарний редуктор повинен понизити в  $i_{\text{заг}}$  разів, де  $i_{\text{заг}} = n_{\text{дв}}/n_{\text{OA}}$ . Тобто передаточне відношення для кожного двигуна буде:  $i_{\text{заг}1} = 3000/120 = 25$ ,  $i_{\text{заг}2} = 12,5$ ,  $i_{\text{заг}3} = 8,33$ ,  $i_{\text{заг}4} = 6,25$ .

## 7. РОЗРАХУНОК ПЛАНЕТАРНОЇ ПЕРЕДАЧІ

Знайомлячись з відомими чотирма можливими схемами простих планетарних механізмів і їх можливостями по реалізації передаточних відношень, для конкретного випадку вибирається схема механізму.



Рис. 6. Схеми планетарних механізмів:

«а» –  $i = 30 \dots 1500$ , «б» –  $i = 2 \dots 9$ ,

«в» –  $i = 30 \dots 1500$ , «г» –  $i = 2 \dots 150$

У нашому випадку підходить передача «г», яка складається, кінематично, із пари зубчастих коліс з зовнішнім розташуванням зубців на колесі, тобто з зовнішнім зачепленням, і пари зубчастих коліс з внутрішнім зачепленням. В вибраному приводі одна планетарна передача, а тому загальне передаточне відношення  $i_{\text{заг}}$  відноситься до передаточного відношення планетарної передачі, тобто  $i_{\text{заг}} = i_{1H}$ . Приймаємо  $i_{1H} = 25$ .

У вибраному планетарному редукторі:

1 – вхідне зубчасте колесо  $z_1$ , якому задають рух,

2 – зубчасте колесо  $z_2$ , сателіт, яке обертається не тільки навколо своєї осі, але і оббігає колесо  $z_1$ . Сателітів може бути від 2-х до 5-ти. Найчастіше 3. Осі цих коліс розташовані на одній деталі, яка називається водилом і позначається літерою «Н». Частота обертів водила дорівнює частоті обертів осей, на яких сидять сателіти. Передаточне відношення  $i_{1H}$  означає, що рух в передачі здійснюється від колеса 1, пари зубчастих коліс  $z_2/z_1$ , а вихід – на водилі Н.

3 – зубчасте колесо  $z_3$ , теж сателіт, знаходиться на одній осі з сателітом  $z_2$  і приймає участь у визначенні передаточного відношення планетарної передачі.

Якщо передаточне відношення позначається  $i_{1H}$ , то це означає, що рух в планетарній передачі здійснюється від водила «Н» до колеса  $z_1$ .

Для кінематичного дослідження передачі в першу чергу необхідно визначити передаточне відношення передачі. Для цього використовують метод зупинки водила «Н», тобто всій системі дають оберти водила, але в протилежному напрямку. При цьому водило буде нерухомим, а всі інші рухомі елементи передачі будуть мати швидкості менші на величину швидкості водила. При цьому планетарна передача перетвориться в просту двоступеневу передачу. Для кожної простої зубчастої передачі передаточне відношення визначається відношенням кутових швидкостей або частот обертів – ведучої ланки до веденої, а через числа зубців навпаки – від веденого колеса до ведучого [1].

Для вибраної схеми «з»:

$$i_{14}^{(H)} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_4 - \omega_H} = \left( -\frac{z_2}{z_1} \right) \left( \frac{z_4}{z_3} \right).$$

Це загальна формула для визначення передаточного відношення будь-якої планетарної передачі. Записано передаточне відношення оберненої

передачі, як відношення кутової швидкості ведучого колеса до кутової швидкості веденого колеса (в нашому випадку, до останнього, вихідного колеса), з врахуванням оберненого руху, при якому кутові швидкості всіх елементів передачі зменшені на кутову швидкість водила. В нашій передачі четверте колесо нерухоме, тобто  $\omega_4 = 0$ . Тоді основна формула прийме такий вид:

$$i_{14}^{(H)} = -\frac{\omega_1}{\omega_H} + 1 = \left(-\frac{z_2}{z_1}\right)\left(\frac{z_4}{z_3}\right) = -i_{1H} + 1 = \left(-\frac{z_2}{z_1}\right)\left(\frac{z_4}{z_3}\right).$$

В цій залежності нас цікавлять відношення чисел зубців, які в подальшому будемо визначати за формулою

$$\left(-\frac{z_2}{z_1}\right)\left(\frac{z_4}{z_3}\right) = i_{1H} - 1 = 25 - 1 = 24.$$

Для визначення чисел зубців  $z_1, z_2, z_3, z_4$  використаємо метод співмножників, як більш простий, універсальний, багатоваріантний, що дає можливість вибрати варіант з найменшими розмірами зубчастих коліс. Для розв'язання цієї задачі необхідно знати: передаточне відношення планетарної передачі (в даній задачі  $i_{1H} = 25$ ), модуль передачі  $m$ , вид зубчастого зачеплення.

Визначені числа зубців передачі повинні задовольняти наступним умовам:

а) умові співвісності, тобто розміщенню центральних коліс  $z_1$  і  $z_4$  на одній прямій;

б) умові сусідства. Тобто необхідно, щоб сателіти при обертанні не зачіпляли один одного. Ця умова записується нерівністю

$$\sin \frac{\pi}{k} > \frac{z_c + 2h_a}{z_1 + z_2},$$



де  $k$  – кількість сателітів, що з'єднані з одним центральним колесом,  
 $h_a$  – коефіцієнт висоти головки зуба, для коліс без зміщення – це 1,  
 $z_c$  – число зубців більшого сателіта. У вибраній передачі сателітами є колеса  
 $z_2$  і  $z_3$ . Якщо  $z_2 > z_3$ , то замість  $z_c$  підставляють  $z_2$ ;

в) умові складання:

$$\frac{z_1 \cdot i_{1H}}{k} (1 + kp) = C,$$

де  $z_1$  – число зубців вхідного колеса,

$i_{1H}$  – передаточне відношення редуктора,

$k$  – число сателітів на одному колесі,

$p$  – будь-яке число, навіть дробове, для отримання  $C$  – цілим числом;

г) умові відсутності заклинювання коліс у передачі. Ці умови обмежують число зубців залежно від виду колеса, кута зачеплення. Так, для коліс із внутрішньою нарізкою зубців  $z_{\min} \geq 85$  (при  $h_a = 1$ ,  $\alpha = 20^\circ$ ). Для коліс із зовнішньою нарізкою зубців  $z_{\min} \geq 20$ .

Розглядаючи вибрану передачу – рис. 6, з, використаємо метод зупинки водила:

$$i \frac{(H)}{14} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_4 - \omega_H} = \left( -\frac{z_2}{z_1} \right) \left( \frac{z_4}{z_3} \right),$$

при  $\omega_4 = 0$  маємо

$$i \frac{(H)}{14} = -\frac{\omega_1}{\omega_H} + 1 = \left( -\frac{z_2}{z_1} \right) \left( \frac{z_4}{z_3} \right) \quad \text{або} \quad i \frac{(H)}{14} = -i_{1H} + 1 = \left( -\frac{z_2}{z_1} \right) \left( \frac{z_4}{z_3} \right)$$

Звідси

$$\left( -\frac{z_2}{z_1} \right) \left( \frac{z_4}{z_3} \right) = i_{1H} - 1 = 24.$$

Це число представляється дробовим до неділимості чисельника і знаменника, у нашому випадку 24/1. Представимо передаточне відношення у вигляді співмножників:

$$\frac{24}{1} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} = \frac{C_2}{C_1} \cdot \frac{C_4}{C_3} = \dots$$

У даному випадку відношення чисел зубців замінюється відношенням співмножників, кожен з яких пропорційний числу зубців:  $C_2 \approx z_2$ ,  $C_3 \approx z_3$ ,  $C_1 \approx z_1$ ,  $C_4 \approx z_4$ . Тоді можна записати, що

$$\frac{z_2}{z_1} = \frac{C_2}{C_1}, \quad \frac{z_4}{z_3} = \frac{C_4}{C_3},$$

звідси

$$z_2 = z_1 \frac{C_2}{C_1}, \quad z_1 = z_2 \frac{C_1}{C_2}, \quad z_4 = z_3 \frac{C_4}{C_3}, \quad z_3 = z_4 \frac{C_3}{C_4}.$$

Підставимо ці значення в рівняння співвісності передачі, вважаючи модуль передачі постійним числом:

$$z_1 + z_2 = z_4 - z_3$$

Після незначних перетворень, отримаємо:

$$z_1 = C_1 (C_4 - C_3) g,$$

$$z_2 = C_2 (C_4 - C_3) g,$$

$$z_3 = C_3 (C_1 + C_2) g,$$

$$z_4 = C_4 (C_1 + C_2) g$$

де  $g$  – будь-яке число, може бути і дробове, щоб отримати числа зубців цілими числами і виконати четверту умову для планетарних передач. Особливо для зовнішнього зачеплення  $z_{\min} \geq 20$ .

Для користування цими формулами представимо відношення  $\frac{24}{1}$  у вигляді співмножників:

$$\frac{24}{1} = \frac{3}{1} \cdot \frac{8}{1} = \frac{8}{1} \cdot \frac{3}{1} = \frac{6}{1} \cdot \frac{4}{1} = \frac{4}{1} \cdot \frac{6}{1} = \frac{12}{1} \cdot \frac{2}{1} = \frac{2}{1} \cdot \frac{12}{1} = \frac{24}{1} \cdot \frac{1}{1} = \frac{1}{1} \cdot \frac{24}{1}.$$

Отримали 8 варіантів можливих значень числа зубців кожного колеса планетарної передачі. Із всіх варіантів співмножників деякі можуть не задовільнити необхідним умовам передачі, а із тих, які задовільняють, треба вибрати один такий, який дасть найменші розміри планетарного редуктора. Не роблячи пошуків оптимального варіанту, що достатньо просто, покажемо на прикладі довільного співмножника подальший розрахунок планетарної передачі.

Вибираємо перший варіант співмножників:

$$\frac{C_2}{C_1} \cdot \frac{C_4}{C_3} = \frac{3}{1} \cdot \frac{8}{1}.$$

Підставимо у формули для визначення  $z_i$ :

$$z_1 = 1 \cdot (8 - 1) \cdot g = 7g = 35 \quad \text{при} \quad g = 5,$$

$$z_2 = 3 \cdot (8 - 1) \cdot g = 21g = 105,$$

$$z_3 = 1 \cdot (1 + 3) \cdot g = 4g = 20,$$

$$z_4 = 8 \cdot (1 + 3) \cdot g = 32g = 160.$$

Перевірка: 1) умови співвісності:  $35 + 105 = 160 - 20$  – виконується;

$$2) \text{ умови сусідства: } \sin \frac{\pi}{k} > \frac{105 + 2 \cdot 1}{35 + 105} - 0,866 > 0,76;$$

$$3) \text{ умови складання: } \frac{35 \cdot 25}{3}(1 + 3p) = C \text{ при } p = \frac{2}{3}, C = 875.$$

Четверта умова була врахована при виборі  $g = 5$ .

Розрахунок на міцність планетарних передач здійснюють за формулами звичайних циліндричних передач.

Для відкритого планетарного редуктора основним параметром при проектному розрахунку є визначення модуля передачі  $m$ , через який визначаються всі геометричні розміри зубчастих коліс.

При розгляді закритого редуктора основним проектним параметром є міжцентрова відстань двох коліс  $a$ . Цей параметр дає можливість визначити геометричні розміри зубчастих коліс.

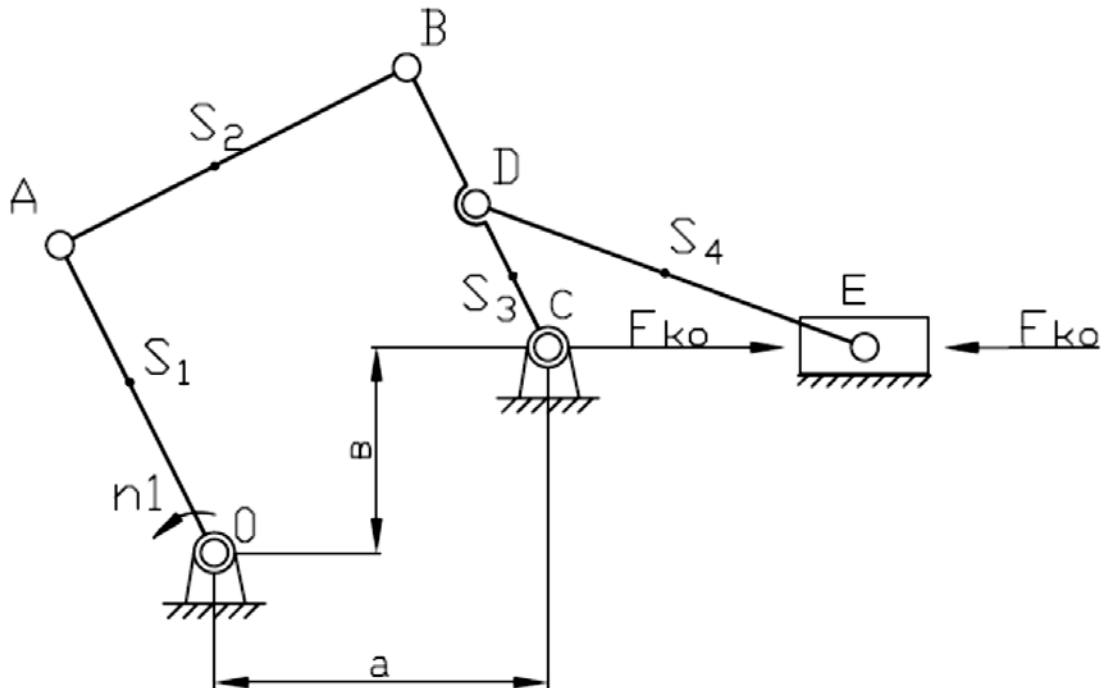
Послідовний розрахунок зубчастих передач викладено в роботах [2], [3], [4].

# СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ТА РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Петрик В. О. Прикладна механіка: метод. вказівки / Уклад. В. О. Петрик. – Київ : НТУУ «КПІ», 2011. – 84 с.
2. Павлище В. Т. Основи конструювання та розрахунків деталей машин: підруч. / В. Т. Павлище. – Львів : Афіша, 2003. – 560 с.
3. Жуков К. П. Расчет и проектирование деталей машин: учеб. пос. / К. П. Жуков, Г. Б. Столбин. – М. : Высш. шк., – 1978. – 247 с.
4. Решетов Д. Н. Детали машин: учеб. / Д. Н. Решетов. – М. : Машиностроение, 1989. – 496 с.
5. Машнев М. М. Теория механизмов и машин и детали машин: учеб. пос. / М. М. Машнев, Е. Я. Красковский, П. А. Лебедев. – Л. : Машиностроение, 1980. – 512 с.
6. Куклин Н. Г. Детали машин: учеб. / Н. Г. Куклин, Г. С. Куклина. – М. : Высш. шк., 1979. – 255 с.
7. Цехнович Л. И., Атлас конструкций редукторов / Л. И. Цехнович, И. П. Петриченко. – Киев : Вища шк., 1990. – 151 с.
8. Тищенко О. Ф. Элементы приборных устройств. Курс. проект. / Н. П. Нестерова, А. П. Коваленко, О. Ф. Тищенко и др.; под ред. О. Ф. Тищенко. – М. : Высш. шк., 1978. – 328 с.
9. Бейзельман Р. Л. Подшипники качения: справ. / Р. Л. Бейзельман, Б. В. Цыпкин, Л. Я. Перель. – М. : Машиностроение, 1975 – 572 с.
10. Явленский К. Н. Приборные шарикоподшипники: справ. / Л. К. Волков, Г. А. Веркович, В. А. Голубков и др.; под ред. К. Н. Явленского. – М. : Машиностроение, 1981. – 351 с.
11. Спицын Н. А. Подшипники качения: каталог-справ. / Н. А. Спицын, С. М. Анофриев, Е. М. Громыко и др. – М. : НИИНавтосельхозмаш, 1972. – 469 с.
12. Заблонский К. И. Прикладная механика: учеб. пос. / К. И. Заблонский, М. С. Беляев, И. Я. Телис; под ред. К. И. Заблонского. – Киев : Вища шк., 1979. – 280 с.

## ДОДАТОК. КОНТРОЛЬНІ ЗАВДАННЯ

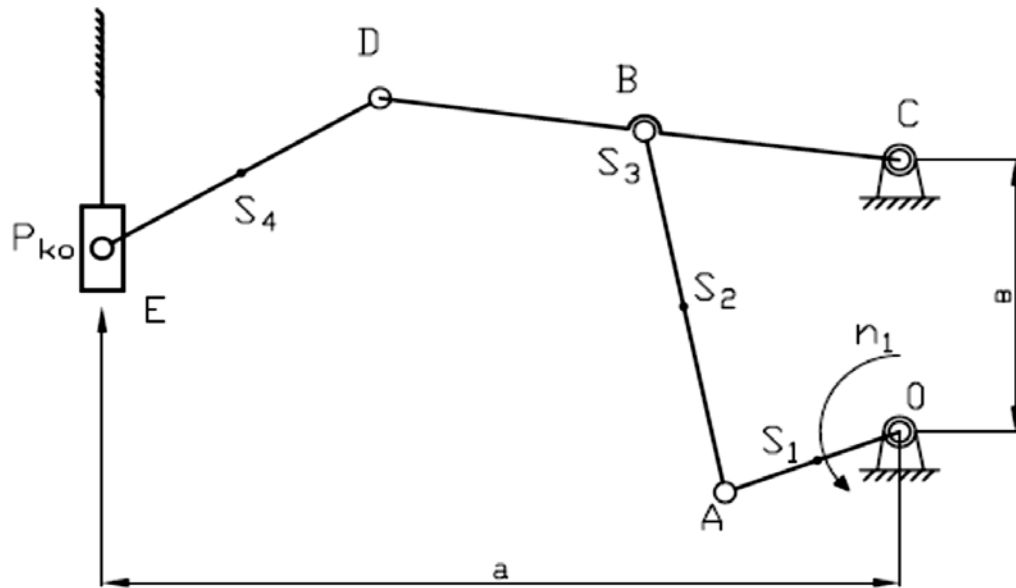
### Завдання 1 Механізм гуркоту-конвеєра



Центри мас ланок 1,2,3,4 прийняти посередині їх довжин

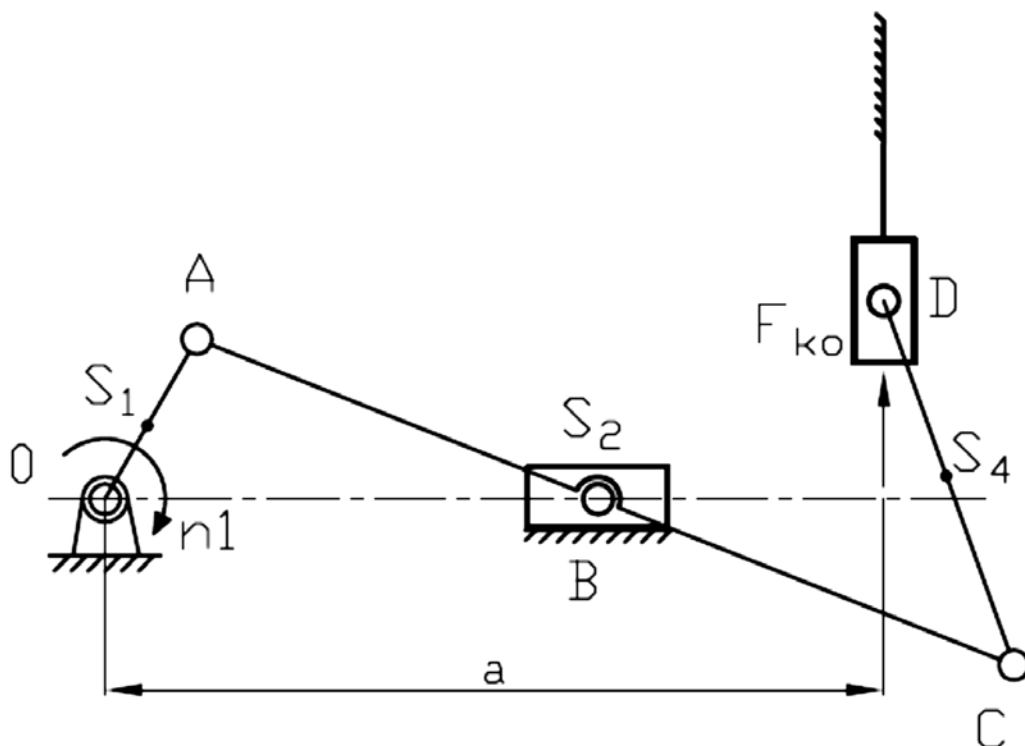
Вихідні дані	Варіанти									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$a, \text{ мм}$	165	120	100	20	22	60	70	80	90	140
$b, \text{ мм}$	180	60	0	80	120	140	160	200	240	150
$L_{OA}, \text{ мм}$	400	200	280	350	320	400	360	420	500	400
$L_{AB}, \text{ мм}$	400	250	200	150	280	350	500	420	480	300
$L_{BC}, \text{ мм}$	400	250	280	350	260	425	450	420	520	350
$L_{CD}, \text{ мм}$	200	150	180	200	165	210	250	220	250	250
$L_{DE}, \text{ мм}$	750	500	600	700	650	840	600	660	850	800
$n_1, \text{ хв}^{-1}$	58	42	64	75	50	60	40	35	48	55
$G_1, \text{ Н}$	80	90	100	60	50	40	75	85	65	70
$G_2 = G_3, \text{ Н}$	80	120	120	80	60	70	110	140	100	60
$G_4, \text{ Н}$	210	200	240	320	280	250	220	260	200	180
$G_5, \text{ Н}$	320	280	360	400	420	480	500	550	600	300
$J_{S_1}, \text{ кг} \cdot \text{ м}^2$	0,0018	0,0017	0,0015	0,0021	0,0012	0,0012	0,0016	0,0022	0,0018	0,0011
$J_{S_2} = J_{S_3}, \text{ кг} \cdot \text{ м}^2$	0,0015	0,0017	0,0012	0,0017	0,0018	0,0016	0,0016	0,0022	0,0021	0,0013
$J_{S_4}, \text{ кг} \cdot \text{ м}^2$	0,0024	0,0031	0,0027	0,0028	0,0024	0,0032	0,0032	0,0036	0,0029	0,0025
$F_{ko}, \text{ Н}$	100	125	135	150	109	140	160	180	200	107,5
№ положення	3	2	4	7	5	9	8	11	10	7

Завдання 2.  
Механізм виштовхувача



$$l_{AS_2} = 0.5l_{AB}, l_{OS_1} = 0.25l_{AB}, l_{DS_4} = 0.4l_{DE}$$

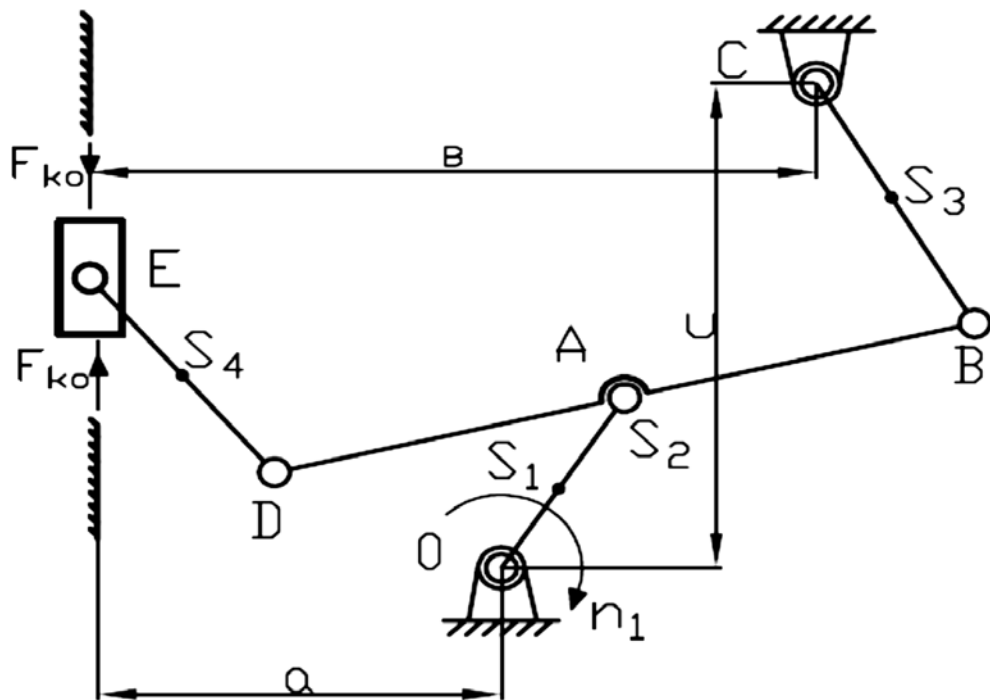
Вихідні дані	Варіанти									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
a, мм	450	500	600	650	700	750	800	850	900	900
b, мм	800	950	1100	1000	1200	900	1300	1400	850	1000
$L_{OA}$ , мм	100	100	90	70	140	65	150	140	85	110
$L_{AB}$ , мм	900	1000	1170	1110	1230	1035	1350	1440	115	1380
$L_{BC}$ , мм	300	50	380	400	400	450	500	600	650	700
$L_{CD}$ , мм	500	500	500	600	650	650	660	900	1000	1000
$L_{DE}$ , мм	500	400	600	450	500	550	570	510	300	350
$n_1$ , хв <sup>-1</sup>	60	75	95	50	120	110	100	90	80	70
$G_1$ , Н	25	30	30	40	35	45	36	40	45	50
$G_2 = G_4$ , Н	50	55	60	65	65	62	57	38,5	40	52
$G_3$ , Н	35	40	45	40	50	55	50	40	35	40
$G_5$ , Н	40	35	30	40	47,5	40	42,5	45	47,5	50
$J_{S_1}$ , кг·м <sup>2</sup>	0,15	0 9	0 9	0 8	0 7	0 6	0 2	0 5	0,1	0,12
$J_{S_2} = J_{S_4}$ , кг·м <sup>2</sup>	0,45	0,2	0,25	0,28	0,26	0,3	0,32	0,28	0,32	0,22
$J_{S_3}$ , кг·м <sup>2</sup>	0,5	0,15	0 8	0,12	0,14	0,16	0,18	0,2	0,22	0,24
$F_{ko}$ , Н	50	60	70	80	90	55	65	75	80	85
№ положення	2	1	4	3	7	5	8	9	11	6



Вихідні дані	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$a$ , мм	550	350	410	300	300	320	375	425	450	500
$L_{OA}$ , мм	100	90	75	30	25	40	45	50	60	80
$L_{AB}$ , мм	300	300	250	200	160	240	240	280	350	310
$L_{BC}$ , мм	300	200	200	120	160	120	160	150	140	200
$L_{CD}$ , мм	300	400	250	200	160	200	150	150	300	250
$L_{OC}$ , мм	60	50	25	0	0	10	20	25	30	15
$L_{CS_4}$ , мм	150	200	120	100	80	80	75	75	100	125
$n_1$ , $\text{хв}^{-1}$	45	110	125	120	75	70	65	60	55	50
$G_1$ , Н	5	6	7	8	9	10	7,5	6,5	5,5	4
$G_2$ , Н	10	12	14	16	18	20	21	22	24	25
$G_3$ , Н	4	5	6	7	8	9	10	12	14	15
$G_4$ , Н	8	9	10	12	14	16	18	20	22	24
$G_5$ , Н	25	30	35	40	45	50	37,5	32,5	27,5	20
$J_{S_1}$ , $\text{кг} \cdot \text{м}^2$	0 1	0 2	0 3	0 4	0 5	0 6	0 7	0 8	0 9	0,10
$J_{S_2}$ , $\text{кг} \cdot \text{м}^2$	0,25	0,30	0,40	0,45	0,55	0,65	0,70	0,80	0,90	0,95
$J_{S_4}$ , $\text{кг} \cdot \text{м}^2$	0,15	0,20	0,25	0,30	0,42	0,45	0,59	0,63	0,75	0,85
$F_{k.o \max}$ , Н	20	30	25	35	37	42	41	45	46	51
№ положення	1	8	7	2	9	6	3	11	5	4



Завдання 4  
Механізм управління двосторонньої дії

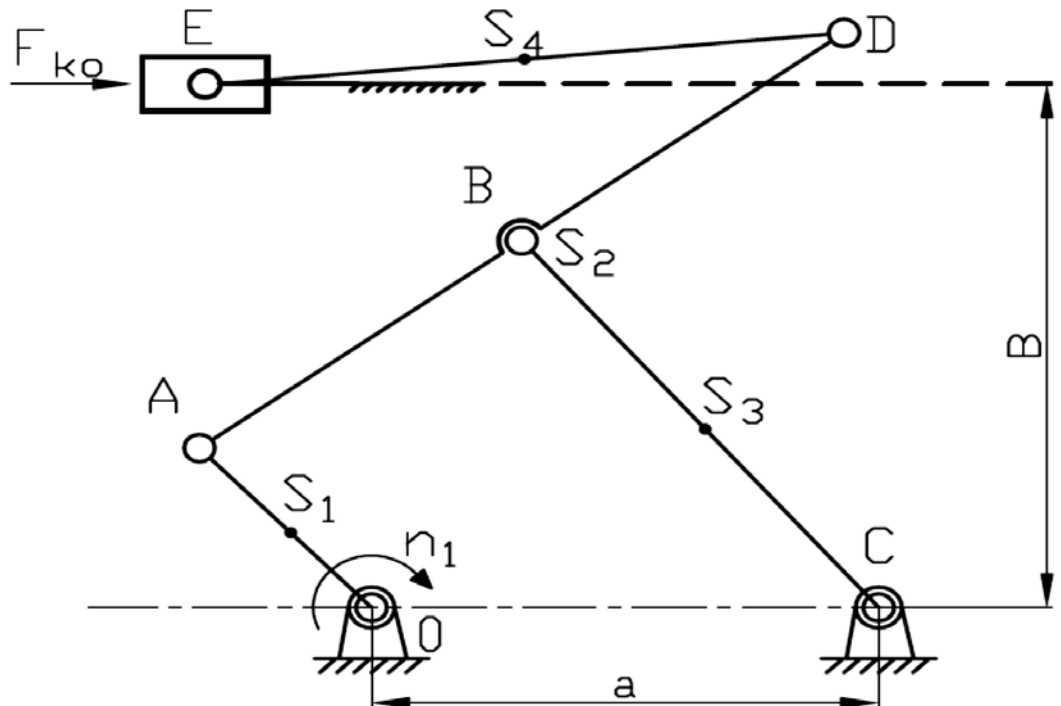


Вихідні дані	Варіанти									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
a, мм	400	400	400	450	500	300	350	380	460	550
b, мм	700	750	800	900	1000	600	650	750	850	950
c, мм	600	650	700	800	900	800	900	800	700	600
$L_{OA}$ , мм	100	110	120	130	140	125	150	90	160	75
$L_{AB}$ , мм	450	500	550	600	650	500	450	500	700	600
$L_{BC}$ , мм	500	550	600	750	800	800	850	850	750	650
$L_{AD}$ , мм	400	460	500	600	550	350	350	500	400	550
$L_{DE}$ , мм	600	650	600	750	800	900	900	950	500	500
$n_1$ , $\text{хв}^{-1}$	120	115	110	105	95	80	70	60	90	100
$G_1$ , Н	5,0	6,0	7,0	8,0	9,0	7,5	9,5	4,5	9,0	4,0
$G_2$ , Н	18,0	20,0	22,0	26,0	30,0	17,5	16,0	17,5	21,0	22,5
$G_3 = G_4$ , Н	12,0	14,0	16,0	18,0	20,0	12,5	14,5	15,0	17,5	16,0
$G_5$ , Н	6,0	8,0	12,0	14,0	11,0	7,0	8,0	9,0	10,0	7,5
$J_{S_1}$ , $\text{кг} \cdot \text{м}^2$	0.15	0.17	0.18	0.2	0.22	0.19	0.25	0.12	0.26	0.10
$J_{S_2}$ , $\text{кг} \cdot \text{м}^2$	0.70	0.80	0.90	0.92	0.95	0.80	0.70	0.80	0.11	0.60
$J_{S_3} = J_{S_4}$ , $\text{кг} \cdot \text{м}^2$	0.50	0.55	0.60	0.75	0.80	0.80	0.85	0.85	0.75	0.65
$F_{k.o \max}$ , Н	45	48	53	61	65	50	60	40	30	35
№ положення	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10

Завдання 5  
Механізм полірування стекол

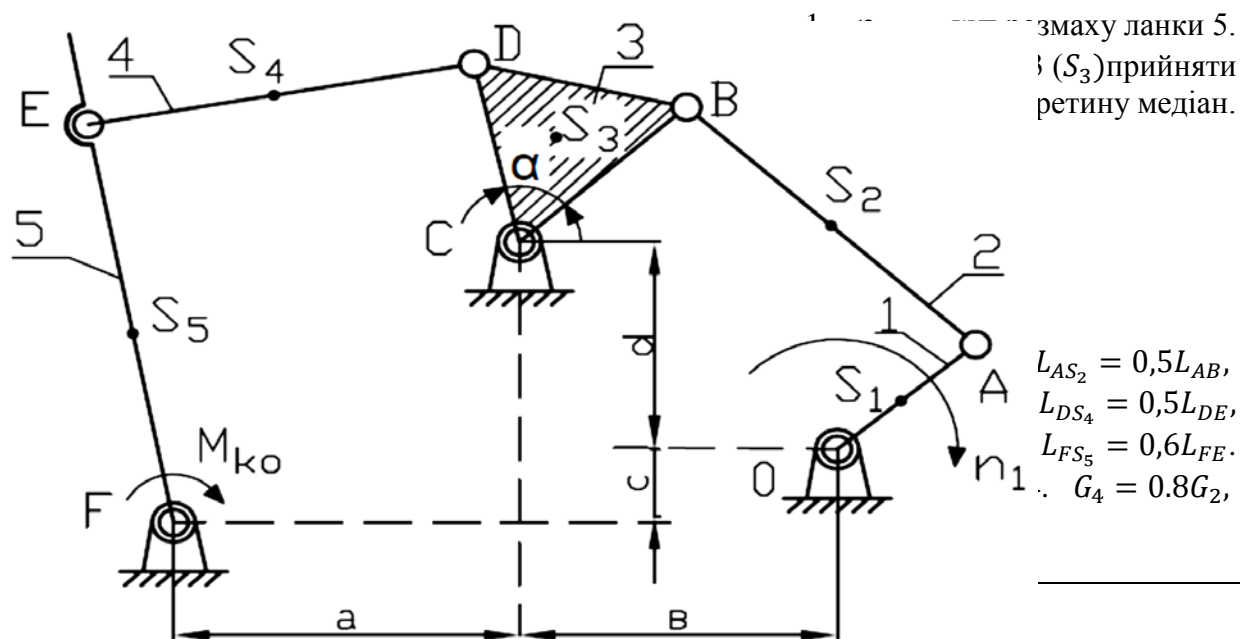
$$l_{OS_1} = 0,25l_{OA},$$

$$l_{AS_2} = 0,5l_{AD},$$



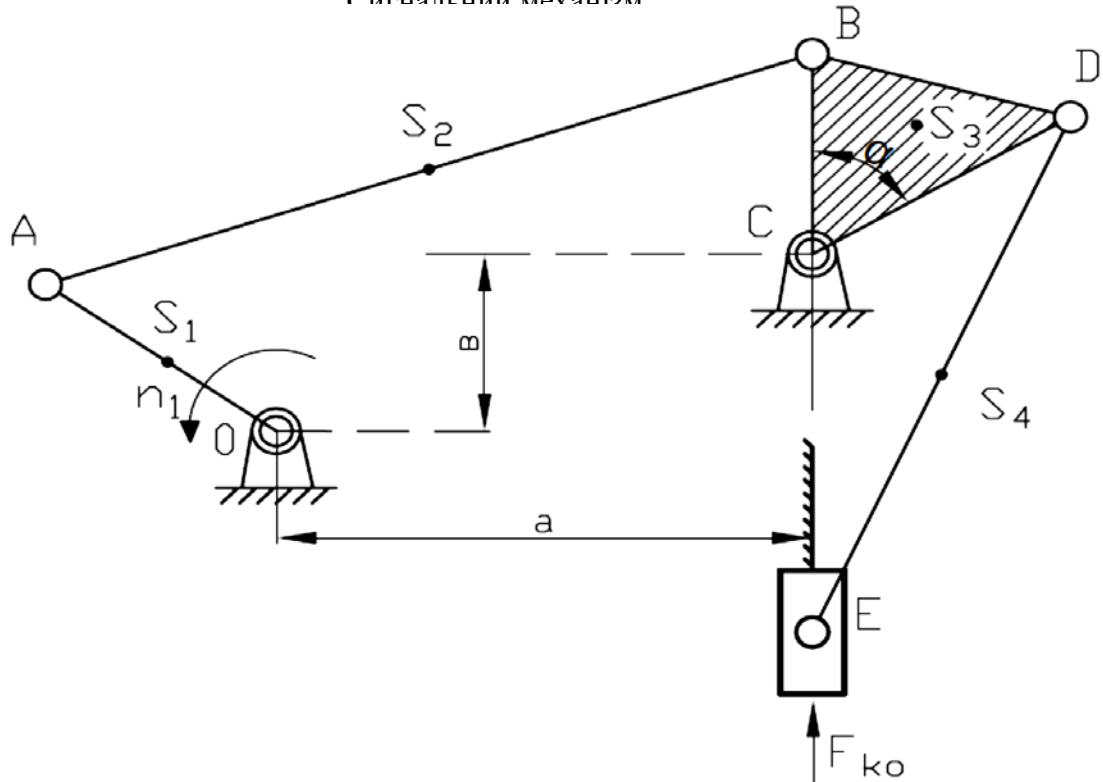
Вихідні дані										
a, мм	250	180	300	320	280	500	350	400	425	225
b, мм	500	420	450	550	460	550	580	460	420	500
$L_{OA}$ , мм	60	65	70	140	100	110	120	80	90	70
$L_{AB}$ , мм	250	240	240	286	315	445	340	260	455	235
$L_{AD}$ , мм	480	500	490	500	600	700	650	500	700	500
$L_{BC}$ , мм	300	250	320	400	375	360	330	310	290	250
$L_{DE}$ , мм	280	275	350	250	375	300	240	260	280	250
$n_{OA}$ , $\text{хв}^{-1}$	28	32	140	245	55	60	90	100	120	200
$G_1$ , Н	80	90	70	65	100	110	120	125	75	85
$G_2$ , Н	150	160	170	140	180	210	190	175	200	210
$G_3$ , Н	120	120	125	110	130	160	200	150	150	190
$G_4$ , Н	80	90	70	65	100	110	120	125	75	85
$G_5$ , Н	400	450	500	520	530	350	375	400	360	380
$J_{S_1}$ , $\text{кг} \cdot \text{м}^2$	0,11	0,17	0,18	0,21	0,15	0,24	0,28	0,31	0,32	0,21
$J_{S_2}$ , $\text{кг} \cdot \text{м}^2$	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3	0,2	0,25	0,35	0,45
$J_{S_3} = J_{S_4}$ , $\text{кг} \cdot \text{м}^2$	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	0,95	0,85	0,75	0,65	0,55
$F_{k.o \max}$ , Н	313	435	541	645	737	945	801	250	145	452
№ положення	8	4	6	3	9	2	10	1	5	7

Завдання 6  
Бата-механізм з коротким шатуном



	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
a, мм	400	320	345	360	375	400	300	345	250	375
b, мм	350	250	280	300	0	50	400	290	10	60
c, мм	225	245	100	195	30	325	400	0	20	40
d, мм	325	150	345	295	525	225	0	435	425	320
$L_{OA}$ , мм	64	60	65	75	70	80	50	70	85	90
$L_{AB}$ , мм	550	420	435	390	730	350	500	640	660	310
$L_{BC} = L_{DC}$ , мм	200	220	240	260	280	300	205	210	215	225
$L_{DE}$ , мм	335	400	345	355	340	400	420	380	370	380
$L_{EF}$ , мм	750	650	500	700	750	800	550	600	620	550
$\alpha$ , град	40	45	80	30	35	48	50	55	60	65
$n_{OA}$ , хв <sup>-1</sup>	200	210	190	150	110	100	80	70	60	125
$G_1$ , Н	20	25	30	35	40	42	28	34	36	45
$G_2 = G_3$ , Н	50	60	70	80	120	95	110	100	90	80
$G_5$ , Н	300	500	350	370	400	425	440	450	500	550
$J_{S_2}$ , кг·м <sup>2</sup>	0,11	0,12	0,13	0,14	0,15	0,16	0,22	0,24	0,30	0,34
$J_{S_4}$ , кг·м <sup>2</sup>	0,15	0,20	0,24	0,28	0,30	0,22	0,50	0,40	0,18	0,20
$J_{S_5}$ , кг·м <sup>2</sup>	0,6	0,7	0,8	0,9	0,65	0,75	0,85	0,95	0,4	0,45
$M_{ko\ max}$ , Н·м	40	60	42	44	46	48	50	52	54	56
№ положення	9	8	7	6	5	4	3	2	10	1

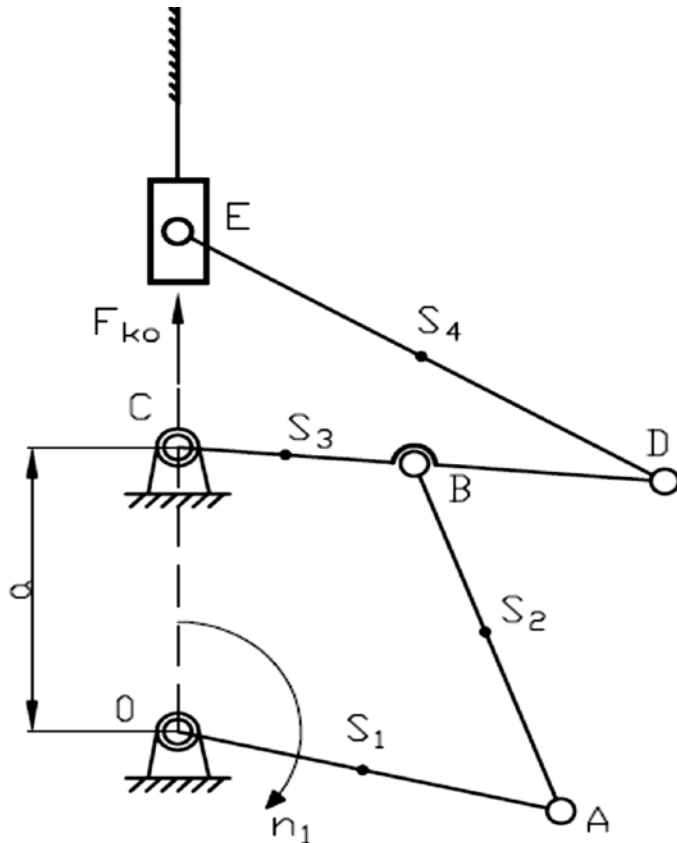
Завдання 7  
Сигнальний механізм



1. Центр ва  
перетину
2.  $L_{AS_2} = 0$   
 $L_{AS_1} = 0$

Вихідні дані	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
a, мм	400	450	475	500	550	600	620	650	700	750
b, мм	0	20	10	5	15	25	30	35	40	45
$L_{OA}$ , мм	70	63	94	100	75	92	68	72	74	82
$L_{AB}$ , мм	350	455	450	495	560	600	590	670	790	820
$L_{BC}$ , мм	175	160	195	150	175	200	220	250	280	300
$L_{CD}$ , мм	175	120	140	150	125	120	200	160	220	250
$L_{DE}$ , мм	400	200	250	450	500	360	550	320	660	750
$\alpha$ , град	165	135	160	150	130	105	145	150	120	140
$n_{OA}$ , $\text{хв}^{-1}$	90	100	110	120	140	95	105	115	125	135
$G_1$ , Н	8	9	10	11	12	12,5	14	9,5	15	18
$G_2 = G_4$ , Н	22	20	24	25	26	26	24	30	19	21
$G_3$ , Н	22	25	24	27	28	30	32	34	35	36
$G_5$ , Н	40	46	50	52	54	42	44	46	48	44,5
$J_{S_1}$ , $\text{кг} \cdot \text{м}^2$	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	0,55	0,65	0,75	0,85	0,95
$J_{S_2} = J_{S_4}$ , $\text{кг} \cdot \text{м}^2$	0,6	0,7	0,5	0,5	0,4	0,6	0,7	0,4	0,35	0,25
$J_{S_3}$ , $\text{кг} \cdot \text{м}^2$	0,9	0,4	0,6	0,7	0,5	0,7	0,4	0,3	0,5	0,7
$F_{k.o \max}$ , Н	10	20	30	40	50	60	15	25	35	45
№ положення	9	8	5	1	4	3	6	7	10	11

додатчі

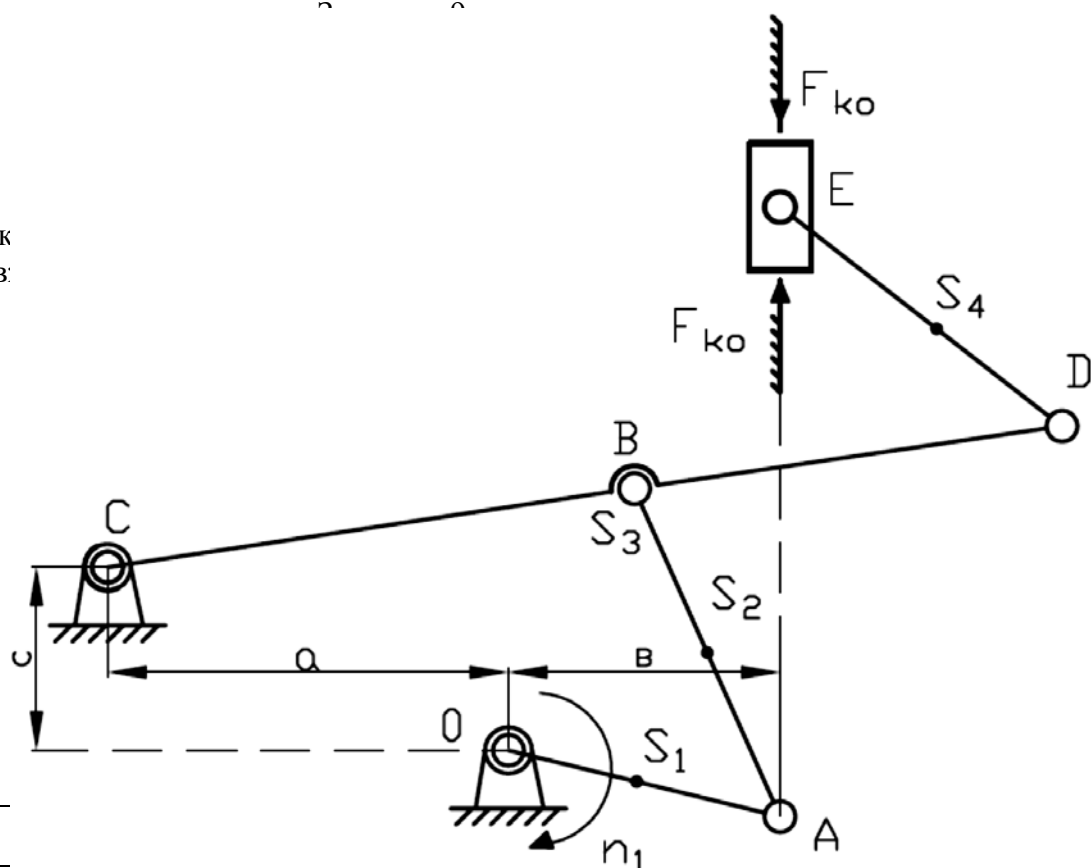


$$l_{OS_1} = 0,1l_{OA}, l_{CS_3} = 0,9l_{BC},$$

$$l_{AS_2} = 0,5l_{AB}, l_{DS_4} = 0,5l_{DE}$$

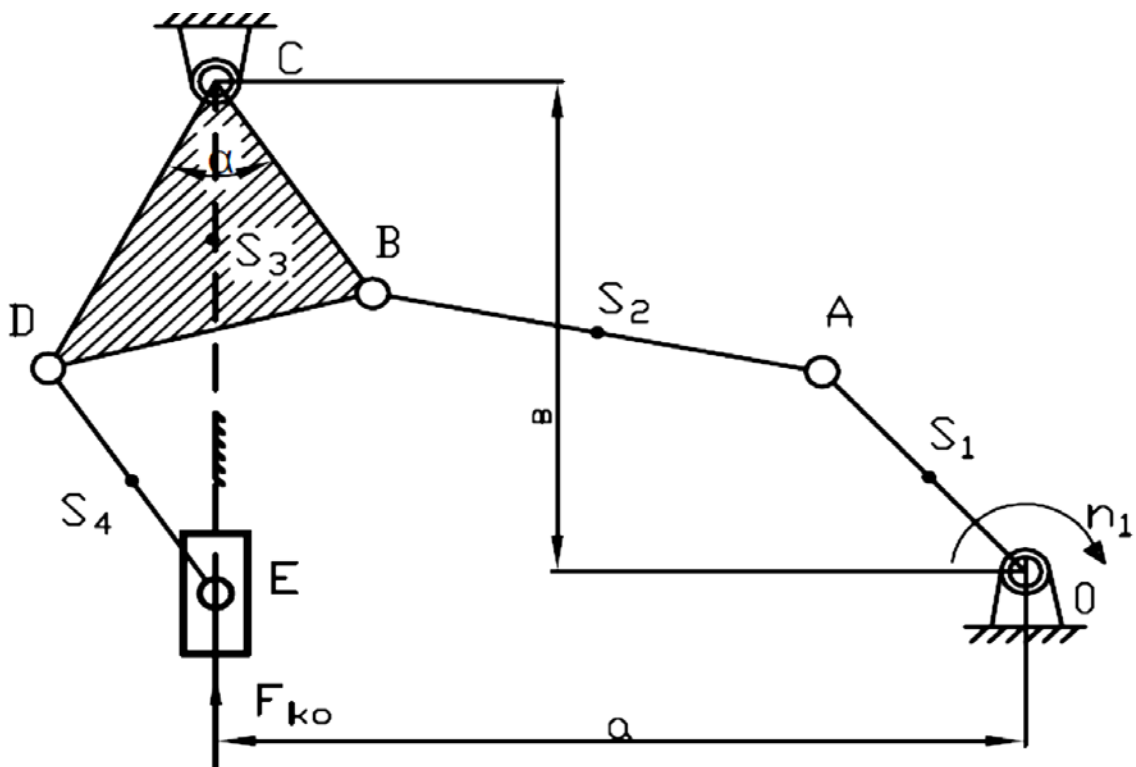
Вид	Варианти									
	6	7	8	9	10	350	320	450	500	250
a, мм	210	240	250	300	400	350	320	450	500	250
$L_{OD}$ , мм	40	50	60	70	30	80	20	55	45	65
$L_{AB}$ , мм	250	320	340	340	430	420	370	455	555	500
$L_{BC}$ , мм	180	210	225	200	190	240	160	300	320	310
$L_{CD}$ , мм	200	210	150	100	240	200	220	280	230	250
$L_{DE}$ , мм	400	380	210	160	300	270	380	390	370	360
$n_1$ , $\text{хв}^{-1}$	60	70	80	90	100	110	120	95	75	105
$G_1$ , Н	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
$G_2$ , Н	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
$G_3$ , Н	8	14	9	12.5	10	12	11	13	15	16
$G_4$ , Н	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
$G_5$ , Н	40	42	44	46	48	50	52	54	56	58
$J_{S_1}$ , $\text{кг} \cdot \text{м}^2$	0.15	0.2	0.16	0.18	0.22	0.24	0.26	0.17	0.21	0.23
$J_{S_2}$ , $\text{кг} \cdot \text{м}^2$	0.3	0.31	0.32	0.33	0.34	0.35	0.36	0.37	0.38	0.39
$J_{S_3}$ , $\text{кг} \cdot \text{м}^2$	0.35	0.4	0.45	0.5	0.55	0.6	0.65	0.7	0.75	0.8
$J_{S_4}$ , $\text{кг} \cdot \text{м}^2$	0.32	0.34	0.36	0.38	0.4	0.42	0.44	0.46	0.48	0.5
$F_{\text{ко max}}$ , Н	10	12	15	8	7	20	25	10.6	18	14
№ положення	9	8	7	2	3	4	5	6	10	11

Центри мас ланок  
посередині їх дов:



Вихідні дані	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
a, мм	80	75	80	100	0	80	40	125	65	85
b, мм	85	100	90	75	105	0	40	120	80	120
c, мм	225	230	220	295	270	290	320	220	210	300
$L_{OA}$ , мм	35	26	40	45	50	76	60	30	55	35
$L_{AB}$ , мм	225	280	220	280	290	285	350	250	240	345
$L_{BC}$ , мм	100	125	90	120	110	150	170	130	115	145
$L_{CD}$ , мм	170	200	157	180	110	100	85	260	150	230
$L_{DE}$ , мм	150	120	160	200	180	110	125	240	175	170
$n_1$ , $\text{XB}^{-1}$	150	200	220	240	280	320	400	500	600	120
$G_1$ , Н	4	2,5	3,5	2	4	2,5	4	3,5	2,5	3
$G_2 = G_4$ , Н	4	4,5	3,5	5	5,5	6	6,5	7	7,5	5
$G_3$ , Н	7,5	8	8,5	9	8	9,5	12	11	10	7
$G_5$ , Н	3,5	4	4,5	5	5	4,5	6,5	5,5	6	3
$J_{S_1}$ , $\text{кг} \cdot \text{м}^2$	0,02	0,04	0,05	0,05	0,06	0,06	0,04	0,03	0,02	0,03
$J_{S_2} = J_{S_4}$ , $\text{кг} \cdot \text{м}^2$	0,09	0,12	0,17	0,18	0,21	0,11	0,16	0,18	0,25	0,15
$J_{S_3}$ , $\text{кг} \cdot \text{м}^2$	0,12	0,13	0,2	0,2	0,23	0,14	0,18	0,19	0,28	0,18
$F_{k.o}$ , Н	12	10	10,9	10,8	10,7	10,6	10,5	10,4	10,3	16
№ положення	5	9	10	2	7	4	8	3	11	1

Завдання 10  
Механізм датчика



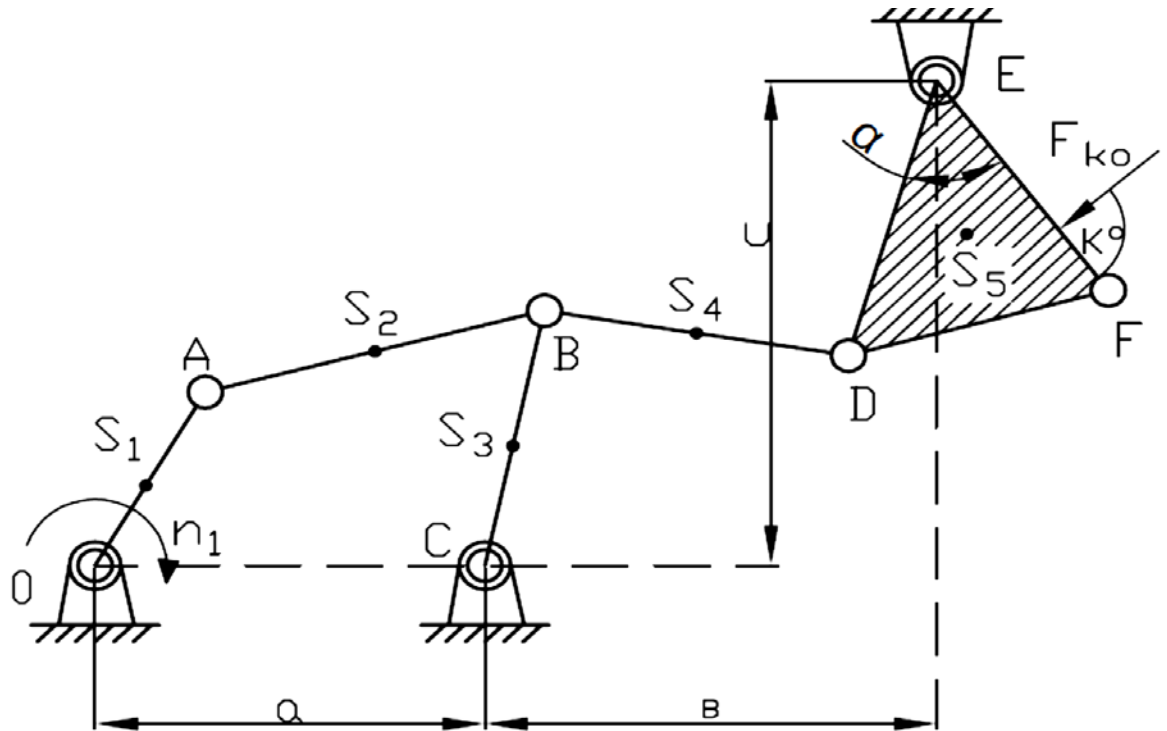
ити у точці  
ну медіан.  
а  $S_4 = 0,5l$   
 $r_3 = 1,2G_2$

									9	10
a, мм	480	380	425	500	500	450	525	550	600	350
b, мм	190	220	250	300	160	100	60	0	0	200
$L_{OA}$ , мм	58	45	54	100	65	50	80	70	90	50
$L_{AB}$ , мм	482	335	330	500	409	400	480	550	560	380
$L_{BC}$ , мм	220	200	270	230	240	180	300	325	250	240
$L_{CD}$ , мм	200	300	270	305	220	280	300	250	200	250
$L_{DE}$ , мм	250	400	350	300	375	425	500	450	425	300
$\alpha$ , град	30	45	40	36	20	50	45	38	48	35
$C/H_{EM}$	0,25	0,3	0,4	0,3	0,5	0,6	0,45	0,35	0,4	0,2
$n_1$ , хв <sup>-1</sup>	62	45	54	65	78	90	100	110	120	88
$G_1$ , Н	4	3,8	5	5,5	6	7	4,5	5,4	8,4	4,8
$G_2 = G_4$ , Н	42	30	25	35	20	20	21	27,5	26	38
$G_5$ , Н	52	58	60	52	40	35	60,5	55	52	50
$J_{S_1}$ , кг·м <sup>2</sup>	0,02	0,03	0,03	0,01	0,02	0,04	0,05	0,06	0,05	0,01
$J_{S_2} = J_{S_4}$ , кг·м <sup>2</sup>	0,12	0,13	0,14	0,15	0,09	0,16	0,14	0,17	0,18	0,11
$J_{S_3}$ , кг·м <sup>2</sup>	0,47	0,65	0,78	0,98	0,88	0,81	0,67	0,55	0,48	0,55
$F_{k.o}$ , Н	40	60	100	120	10	25	150	200	50	50
№ положення	2	1	3	5	10	8	7	9	11	4

## Завдання 11

### Механізм коливань

1. Центр ваги :  
перетину ме
2.  $L_{EK} = 0,9L_E$
3.  $G_3 = G_4 = 0$

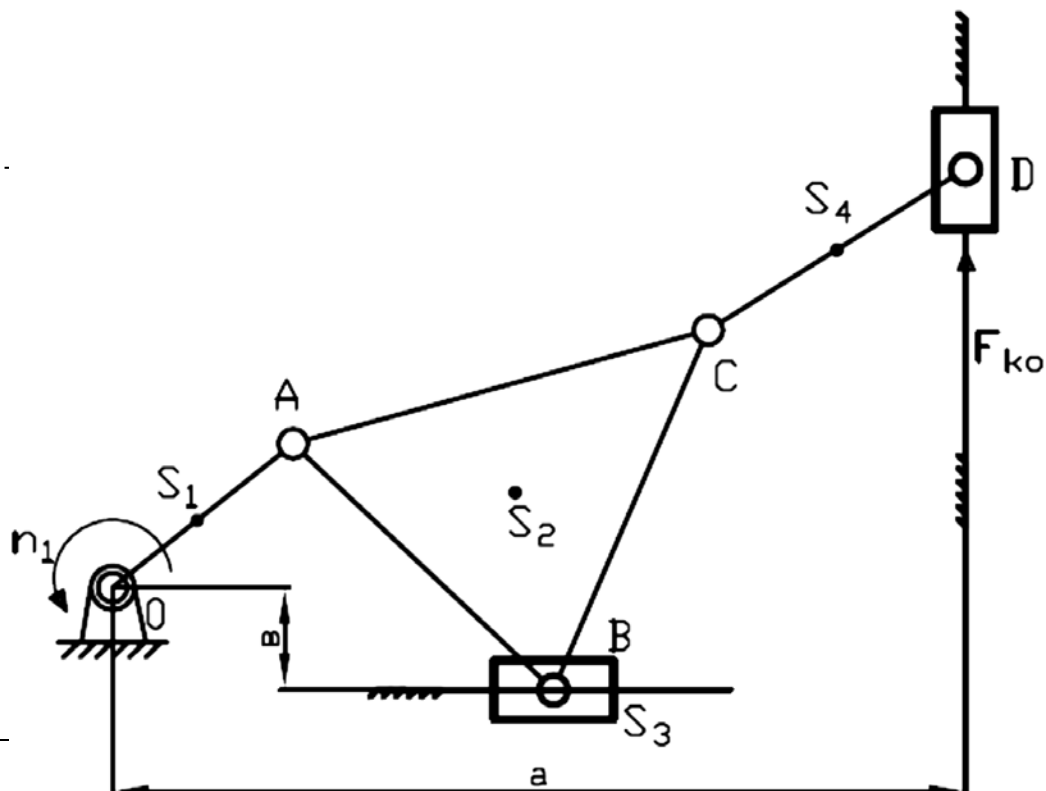


Вихідні дан	Q					B				
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
a, мм	400	522	600	500	700	650	680	700	750	550
b, мм	425	450	415	500	400	400	500	500	550	400
c, мм	1100	1250	1200	1000	1300	1350	1400	1280	1320	1000
$L_{OA}$ , мм	80	90	100	110	120	125	130	140	145	70
$L_{AB}$ , мм	720	780	750	700	1500	800	770	900	1100	800
$L_{BC}$ , мм	550	600	550	525	650	675	700	600	700	500
$L_{BD}$ , мм	500	550	650	600	500	720	900	800	800	300
$L_{DE}$ , мм	600	700	720	550	700	675	800	750	700	550
$\alpha$ , град	15	10	12	17	20	25	8	5	0	20
$n_1$ , $\text{хв}^{-1}$	65	70	75	80	105	120	110	100	90	60
$G_1$ , Н	15	20	25	12	17	24	26	28	30	10
$G_2$ , Н	45	45	50	42	44	50	56	58	60	40
$G_5$ , Н	47	50	52	44	46	50	54	50	50	42
$J_{S_1}$ , $\text{кг} \cdot \text{м}^2$	0,12	0,14	0,16	0,15	0,18	0,24	0,26	0,25	0,28	0,1
$J_{S_2}$ , $\text{кг} \cdot \text{м}^2$	0,55	0,7	0,75	0,8	0,85	0,9	0,95	0,92	0,88	0,65
$J_{S_5}$ , $\text{кг} \cdot \text{м}^2$	0,85	0,67	0,9	0,92	0,94	0,95	0,96	0,98	1	0,8
$F_{K0}$ , Н	28	29	27	30	35	40	45	50	55	25
№ положення	10	9	1	7	2	11	3	4	5	8



# Завдання 12

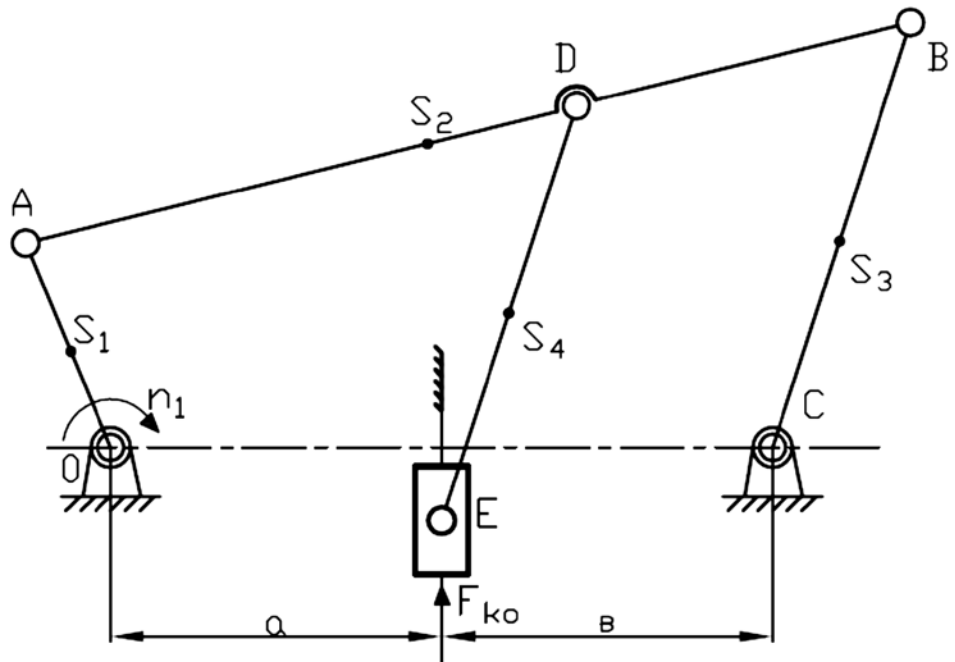
1. Центр мас ланки 2 -
2.  $L_{OS_1} = 0,2L_{OA}, L_{CS_4}$



Вихідні дані										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
a, мм	200	100	80	180	300	150	180	260	120	225
b, мм	100	140	60	20	90	40	60	110	50	0
$L_{OA}$ , мм	35	75	95	60	100	85	40	70	60	50
$L_{AB}$ , мм	300	345	320	360	400	350	220	375	400	250
$L_{AC}$ , мм	150	240	150	160	260	220	120	290	200	200
$L_{BC}$ , мм	150	240	240	360	400	170	160	260	300	200
$L_{CD}$ , мм	320	300	350	440	480	500	380	340	280	400
$n$ , $\text{хв}^{-1}$	260	160	220	180	200	150	300	210	320	280
$G_1$ , Н	4,5	5,7	6	4,2	7	4,8	5	6,5	5,5	4
$G_2$ , Н	13	17	14	12,5	15	14,5	16	16,2	18	12
$G_3$ , Н	3	3,6	3,8	4	2	3,2	4,8	5	3	2,5
$G_4$ , Н	10	12	12	12,5	12,5	11	9	14	14	10
$G_5$ , Н	16	16	14,5	15	12,5	14	17	13	12	18
$J_{S_1}$ , $\text{кг} \cdot \text{м}^2$	0,012	0,02	0,01	0,018	0,017	0,011	0,021	0,024	0,019	0,015
$J_{S_2}$ , $\text{кг} \cdot \text{м}^2$	0,036	0,052	0,031	0,054	0,051	0,035	0,063	0,072	0,082	0,45
$J_{S_4}$ , $\text{кг} \cdot \text{м}^2$	0,025	0,032	0,021	0,041	0,036	0,021	0,043	0,052	0,062	0,25
$F_{k.o}$ , Н	20	25	30	35	12	8	18	5	10	15
№ положення	3	5	8	10	11	9	7	4	2	1

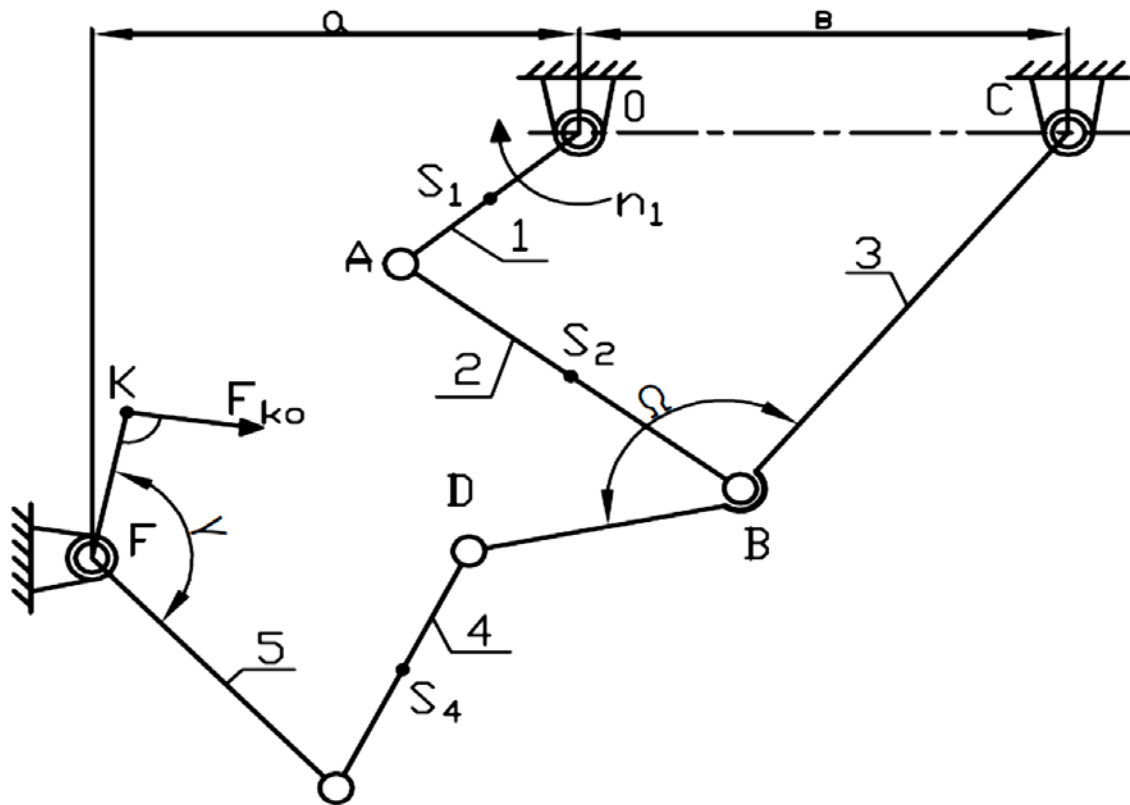
Завдання 13  
Механізм дозуючого пристрою

1.  $S_2$  та  $S_4$  - посередині ланок.
2.  $L_{CS_3} = 0,4L_{BC}$ .



Вихідні дані	Варіанти									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
a, мм	450	150	350	400	200	250	300	180	280	500
b, мм	350	115	375	425	300	150	300	200	250	250
$L_{OA}$ , мм	110	38	100	90	50	60	85	70	100	80
$L_{AB}$ , мм	810	244	800	250	550	450	640	410	480	780
$L_{BC}$ , мм	210	80	320	250	150	200	280	175	250	180
$L_{AD}$ , мм	450	120	400	400	250	280	330	200	210	500
$L_{DE}$ , мм	350	170	500	450	300	320	280	360	380	400
$L_{OS_1}$ , мм	80	20	50	40	0	30	15	30	60	0
$n_1$ , $\text{хв}^{-1}$	80	75	100	120	50	60	70	90	110	45
$G_1$ , Н	20	30	35	40	15	25	32	36	45	25
$G_2$ , Н	160	10	200	225	125	110	160	100	120	150
$G_3 = G_4$ , Н	120	40	160	125	75	100	140	90	125	90
$G_5$ , Н	240	150	170	160	200	120	100	80	140	180
$J_{S_1}$ , $\text{кг} \cdot \text{м}^2$	0,001	0,002	0,002	0,002	0,003	0,003	0,004	0,0001	0,004	0,001
$J_{S_2}$ , $\text{кг} \cdot \text{м}^2$	0,075	0,06	0,07	0,08	0,09	0,06	0,05	0,06	0,07	0,055
$J_{S_3} = J_{S_4}$ , $\text{кг} \cdot \text{м}^2$	0,045	0,03	0,05	0,04	0,06	0,03	0,02	0,03	0,04	0,035
$F_{к.о}$ , Н	56	75	108	95	105	107	109	104	103	105
№ положення	9	8	10	7	5	4	2	3	1	11

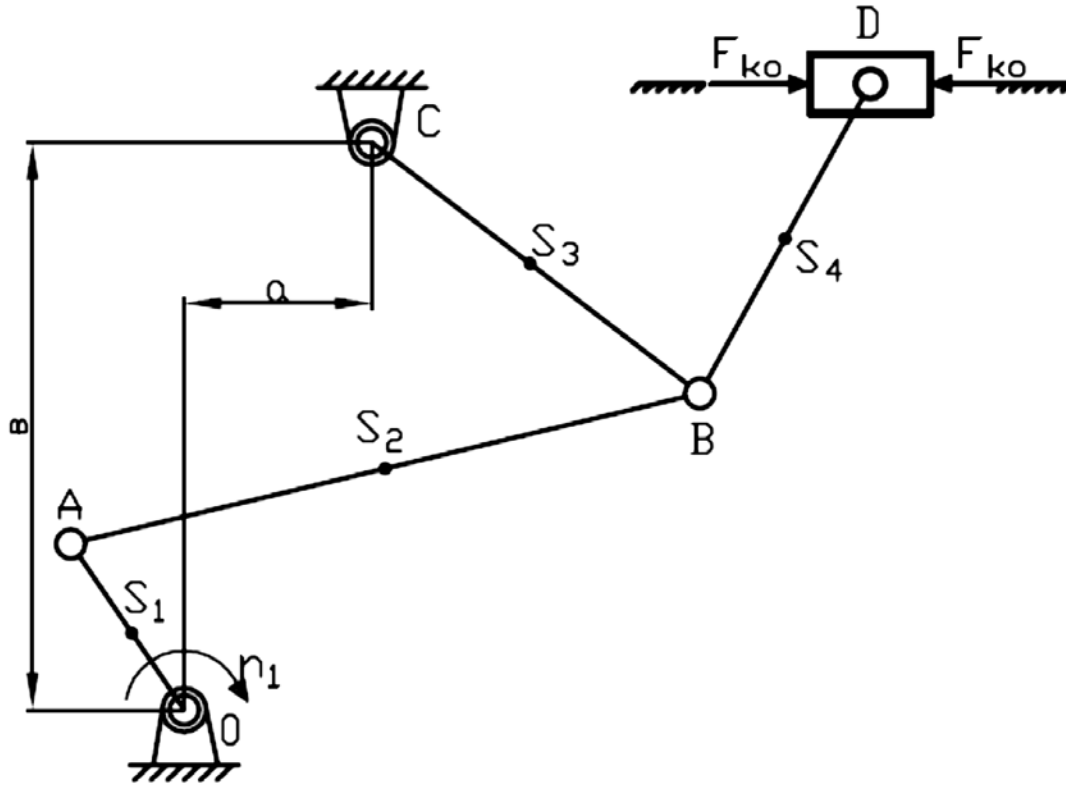
Завдання 14  
Механізм руху голки швейної машини



юк 3 і 5  
медіан,  
ювжин.  
=  $0,5J_{S_2}$ ;  
=  $0,5G_2$ .

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
a, мм	45	55	50	60	65	0	15	25	20	55
b, мм	240	244	210	220	260	280	300	320	350	200
$L_{OF}$ , мм	255	242	405	360	340	360	415	400	350	230
$L_{OA}$ , мм	27	21	25	28	33	35	40	45	50	34
$L_{AB}$ , мм	142	136	235	142	203	255	270	305	310	123
$L_{BC}$ , мм	145	145	175	160	180	200	210	240	250	195
$L_{BD}$ , мм	73	70	80	100	120	90	140	110	130	78
$L_{DE}$ , мм	150	155	160	180	100	120	140	170	120	125
$L_{EF}$ , мм	75	70	160	84	150	120	100	125	90	82
$\Omega$ , град	175	172	160	180	160	150	165	140	130	170
$\gamma$ , град	105	110	90	100	85	95	115	112	135	150
$n$ , $\text{хв}^{-1}$	760	1000	1800	1600	1400	1300	1250	1200	1100	900
$G_2$ , Н	3	2	2,5	4	5	6	7	8	9	1,5
$G_3 = G_5$ , Н	8	9	10	11	12	14	16	18	20	4,5
$J_{S_2}$ , $\text{кг} \cdot \text{м}^2$	0,036	0,048	0,02	0,011	0,016	0,018	0,021	0,025	0,026	0,035
$J_{S_3}$ , $\text{кг} \cdot \text{м}^2$	0,05	0,06	0,07	0,075	0,065	0,071	0,091	0,09	0,08	0,049
$F_{k.o}$ , Н	15	20	25	40	50	28	36	35	18	10
№ положення	8	2	9	3	10	4	11	5	7	1

Завдання 15  
Механізм конвеєра, що гойдається



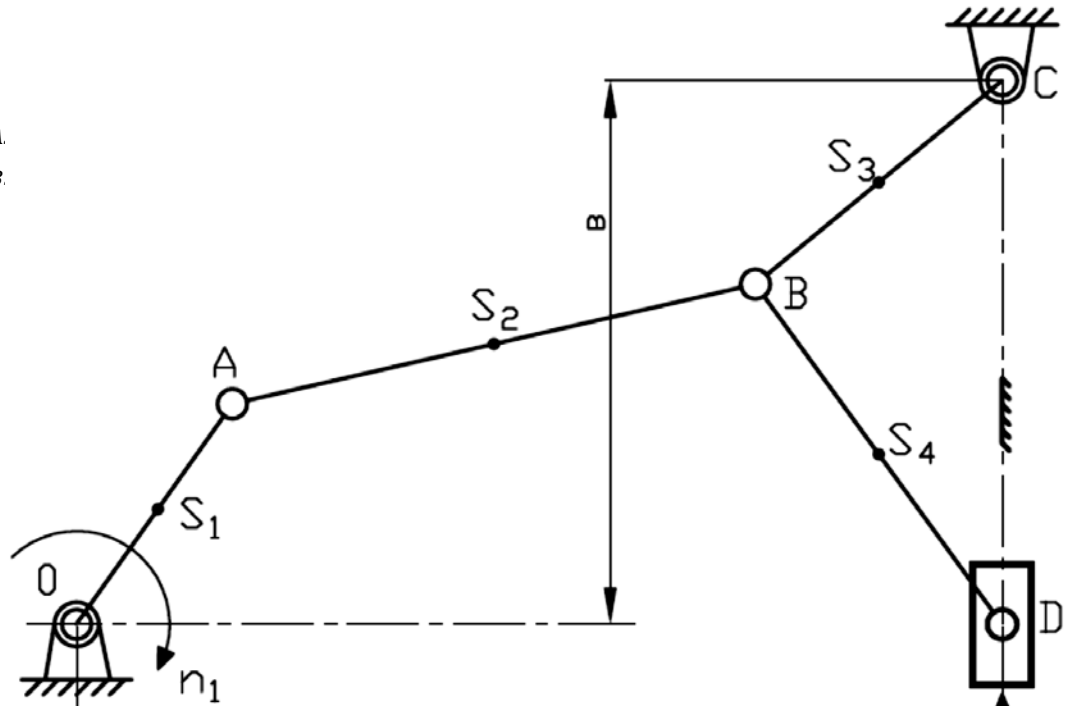
ланок 2, 3 і 4  
їх довжин.  
 $s_1 = 0,3L_{OA}$ .

									9	10
a, мм	600	550	800	620	500	400	750	650	450	700
b, мм	200	380	300	200	250	400	500	650	600	260
$L_{OA}$ , мм	150	125	100	140	120	157	125	175	150	130
$L_{AB}$ , мм	650	625	900	660	420	530	875	925	750	700
$L_{BC}$ , мм	250	350	200	220	320	260	280	300	285	300
$L_{BD}$ , мм	800	1000	600	700	650	750	850	950	800	900
$n_1$ , $\text{XB}^{-1}$	40	120	80	60	50	70	90	100	120	180
$G_1$ , Н	100	120	140	80	40	50	110	150	75	90
$G_2 = G_4$ , Н	250	280	320	400	375	325	275	210	280	300
$G_3$ , Н	140	200	210	250	200	180	150	160	160	150
$G_5$ , Н	1,2	1,4	1,5	1,6	1,1	1,7	1,35	0,8	0,7	1
$J_{S1}$ , $\text{кг} \cdot \text{м}^2$	0,012	0,013	0,014	0,015	0,018	0,016	0,017	0,019	0,021	0,011
$J_{S2}$ , $\text{кг} \cdot \text{м}^2$	0,08	0,065	0,87	0,79	0,6	0,8	0,9	0,45	0,75	0,05
$J_{S3}$ , $\text{кг} \cdot \text{м}^2$	0,4	0,33	0,4	0,4	0,3	0,4	0,45	0,35	0,37	0,25
$J_{S4}$ , $\text{кг} \cdot \text{м}^2$	0,85	0,7	0,9	0,8	0,7	0,9	0,9	0,55	0,85	0,55
$F_1$ , Н	150	230	260	240	390	195	410	311	212	450
$F_2$ , Н	300	310	240	220	330	230	440	250	350	200
№ положення	7	5	2	11	10	4	3	8	9	1

Завдання 16  
Механізм автомата

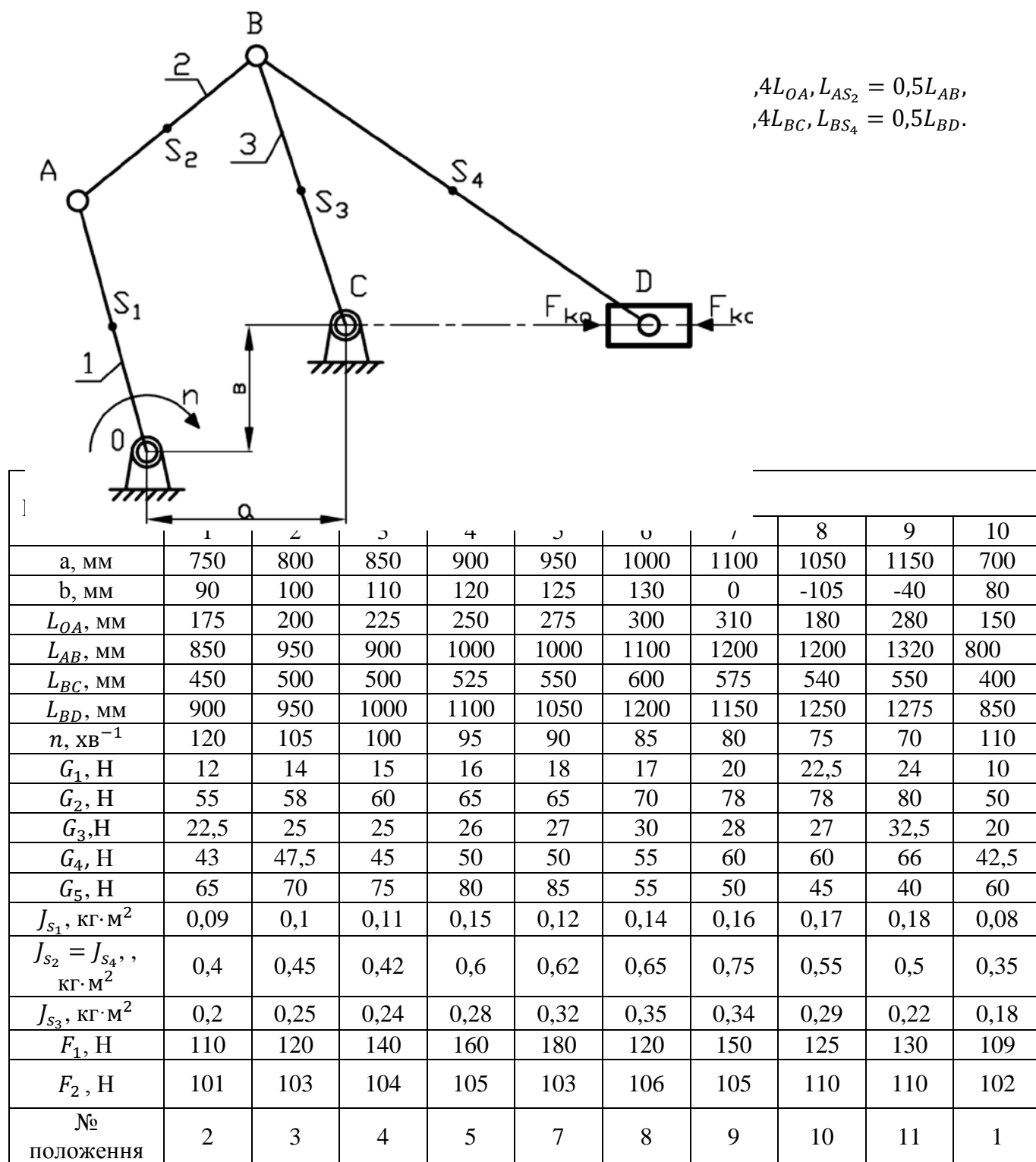
$$L_{OS_1} = 0,2L_{OA}, L_A$$

$$L_{BS_3} = 0,4L_{BC}, L_B$$

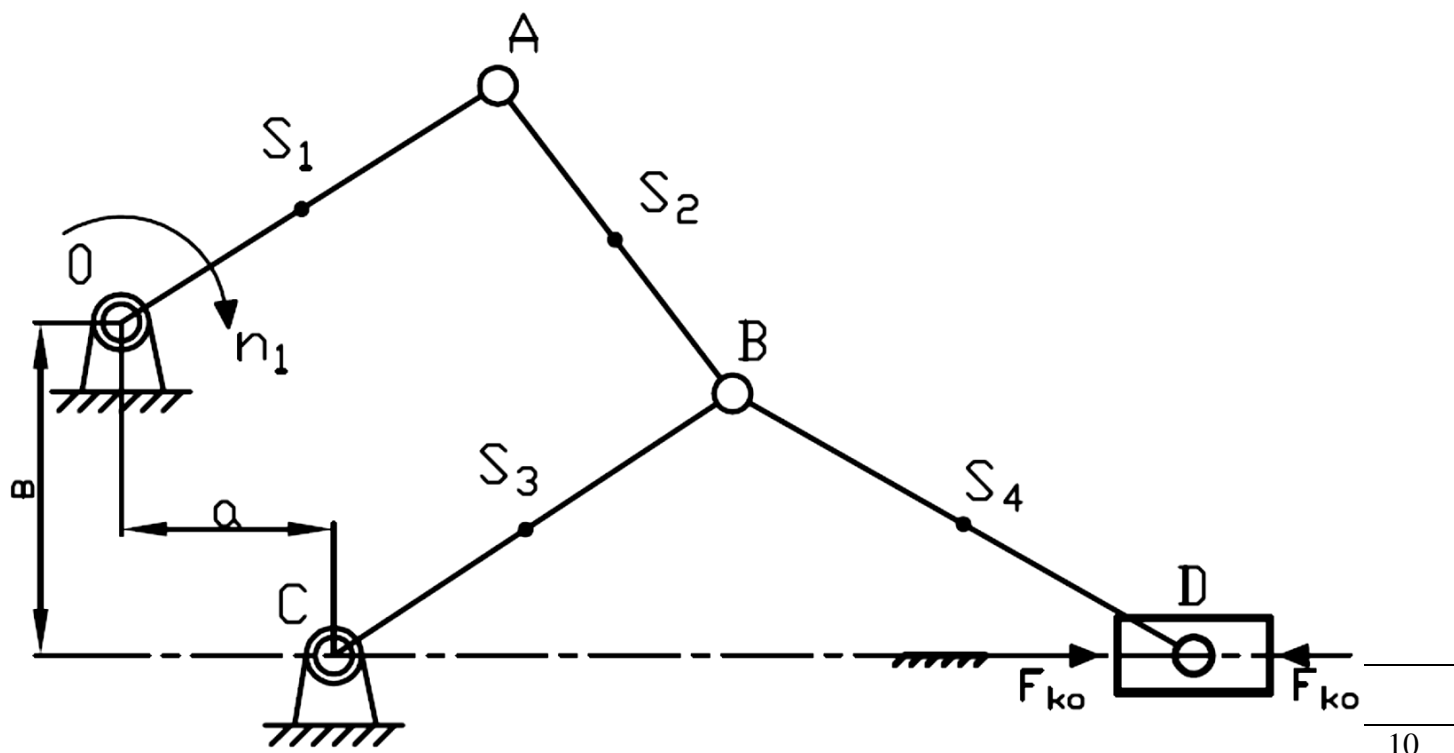


Вихідні дані	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
a, мм	450	500	500	500	400	440	600	550	470	450
b, мм	325	120	150	150	300	200	250	300	280	325
$L_{OA}$ , мм	75	70	95	85	95	100	100	80	90	60
$L_{AB}$ , мм	520	430	425	615	505	380	500	520	350	290
$L_{BC}$ , мм	360	280	320	320	320	360	400	320	400	280
$L_{BD}$ , мм	400	280	350	360	390	400	420	340	400	300
$n_1$ , хв <sup>-1</sup>	80	100	95	75	60	105	90	80	85	90
$G_1$ , Н	8	6	7	9	10	11	12	13	14	5
$G_2$ , Н	25	27	30	35	40	50	60	51	30	20
$G_3$ , Н	25	27	30	35	42	55	65	60	40	15
$G_4$ , Н	20	25	25	35	50	40	50	60	40	16
$G_5$ , Н	80	50	60	70	80	90	100	110	60	40
$J_{S_1}$ , кг·м <sup>2</sup>	0,02	0,01	0,02	0,1	0,08	0,07	0,06	0,05	0,05	0,01
$J_{S_2}$ , кг·м <sup>2</sup>	0,195	0,1	0,15	0,2	0,25	0,99	0,3	0,15	0,18	0,25
$J_{S_3}$ , кг·м <sup>2</sup>	0,25	0,15	0,21	0,15	0,2	0,2	0,13	0,14	0,25	0,2
$J_{S_4}$ , кг·м <sup>2</sup>	0,3	0,16	0,22	0,17	0,21	0,21	0,22	0,15	0,26	0,2
$F_{к.о}$ , Н	14	15	20	21	18	17	16	11	14	12
№ положення	2	3	4	5	8	9	10	11	7	1

Завдання 17  
Механізм передачі сигналів

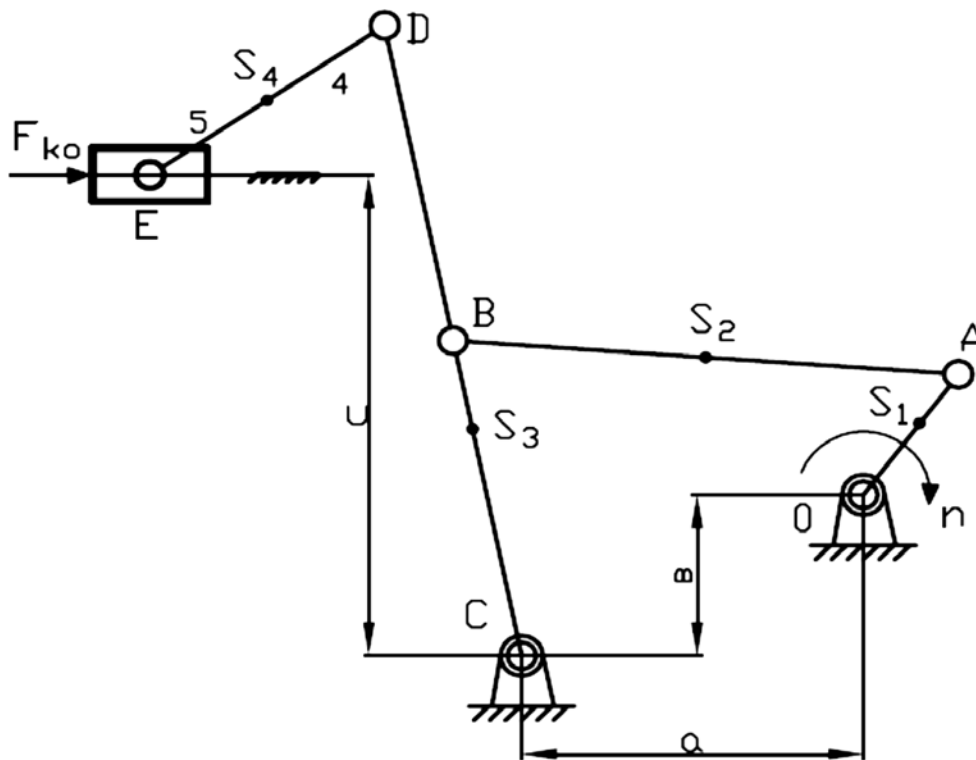


Завдання 18  
Механізм автомата



											10
a, мм	40	25	55	50	20	0	60	80	100		30
b, мм	65	60	45	50	60	80	80	20	50		70
$L_{OA}$ , мм	160	200	150	120	150	220	225	200	240		180
$L_{AB}$ , мм	160	180	160	160	175	180	250	210	260		180
$L_{BC}$ , мм	160	180	140	200	130	200	225	220	250		180
$L_{BD}$ , мм	480	600	500	700	420	800	750	680	1000		560
$n_1$ , $\text{XB}^{-1}$	40	35	60	120	70	140	80	50	25		30
$G_1 = G_3$ , Н	4,5	8	8,5	8	4	8,5	4,5	5	5,5		4
$G_2$ , Н	4	6	7	8	9	5	7,5	6,5	9,5		3,5
$G_4$ , Н	9	12	12	14	13	11	16	17	18		10
$G_5$ , Н	16	14	24	36	21	28	16	12	18		12
$J_{S1}$ , $\text{кг} \cdot \text{м}^2$	0,012	0,013	0,014	0,015	0,016	0,017	0,018	0,019	0,015		0,011
$J_{S2}$ , $\text{кг} \cdot \text{м}^2$	0,014	0,012	0,011	0,015	0,015	0,016	0,019	0,018	0,018		0,013
$J_{S3}$ , $\text{кг} \cdot \text{м}^2$	0,013	0,015	0,016	0,17	0,018	0,019	0,018	0,017	0,011		0,012
$J_{S4}$ , $\text{кг} \cdot \text{м}^2$	0,032	0,035	0,025	0,024	0,028	0,029	0,03	0,022	0,035		0,021
$F_1$ , Н	107	105	104	103	108	104,5	109	110	110		106
$F_2$ , Н	103	104	101	102	106	104	104	106	103		102
№ положення	1	4	3	7	5	9	8	4	10		2

Завдання 19  
Механізм полірування стекол

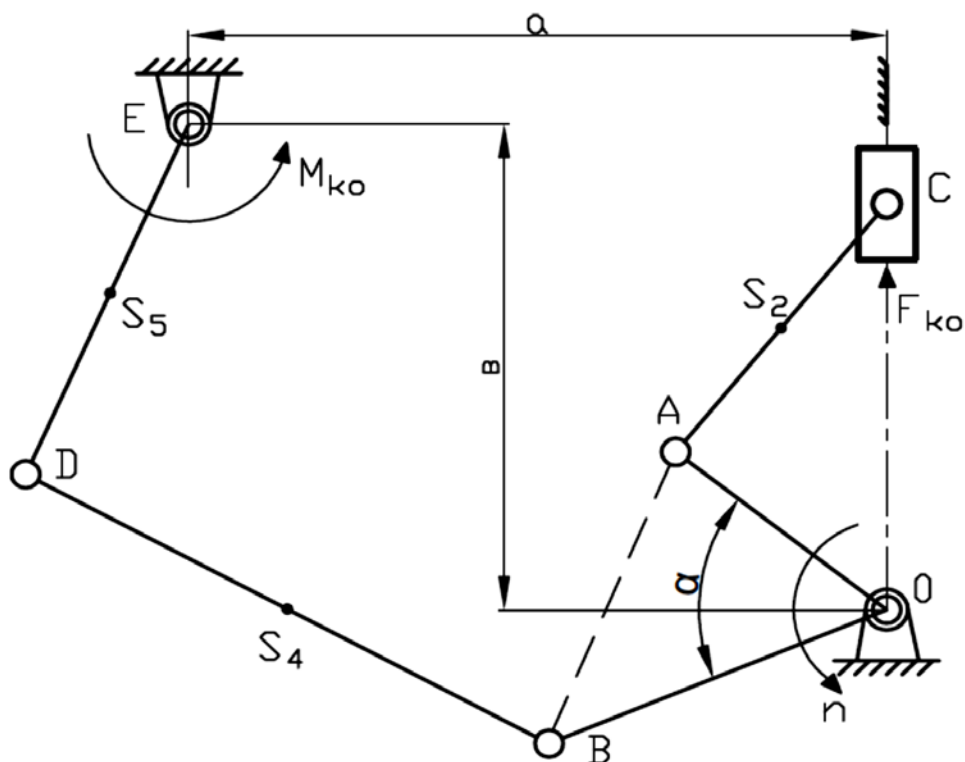


3 та 4 прийняти  
єдності їх довжин.

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
a, мм	460	500	400	650	380	300	320	280	550	350
b, мм	200	250	150	300	350	210	180	220	280	120
c, мм	350	425	500	550	350	250	280	300	480	220
$L_{OA}$ , мм	150	80	90	70	85	100	75	60	175	140
$L_{AB}$ , мм	470	510	440	690	460	300	305	280	540	370
$L_{BC}$ , мм	425	300	400	300	350	250	225	180	525	360
$L_{CD}$ , мм	565	500	650	550	480	300	350	320	725	400
$L_{DE}$ , мм	700	50	500	400	450	380	520	420	800	625
$n$ , $\text{хв}^{-1}$	30	35	40	50	30	40	60	65	70	25
$G_1$ , Н	22	28	30	32	38	40	30	25	45	20
$G_2 = G_4$ , Н	42	50	44	55	46	30	35	38	54	40
$G_3$ , Н	38	40	42	48	50	55	60	70	65	36
$G_5$ , Н	180	150	140	200	210	220	240	260	280	160
$J_{S_1}$ , $\text{кг} \cdot \text{м}^2$	0,001	0,001	0,001	0,002	0,002	0,003	0,003	0,004	0,004	0,001
$J_{S_2} = J_{S_4}$ , $\text{кг} \cdot \text{м}^2$	0,012	0,013	0,014	0,015	0,016	0,017	0,018	0,019	0,02	0,011
$J_{S_3}$ , $\text{кг} \cdot \text{м}^2$	0,014	0,011	0,012	0,016	0,019	0,018	0,017	0,014	0,015	0,012
$F_{k.o}$ , Н	200	250	300	350	180	280	320	120	100	150
№ положення	11	1	10	2	9	4	8	5	7	3



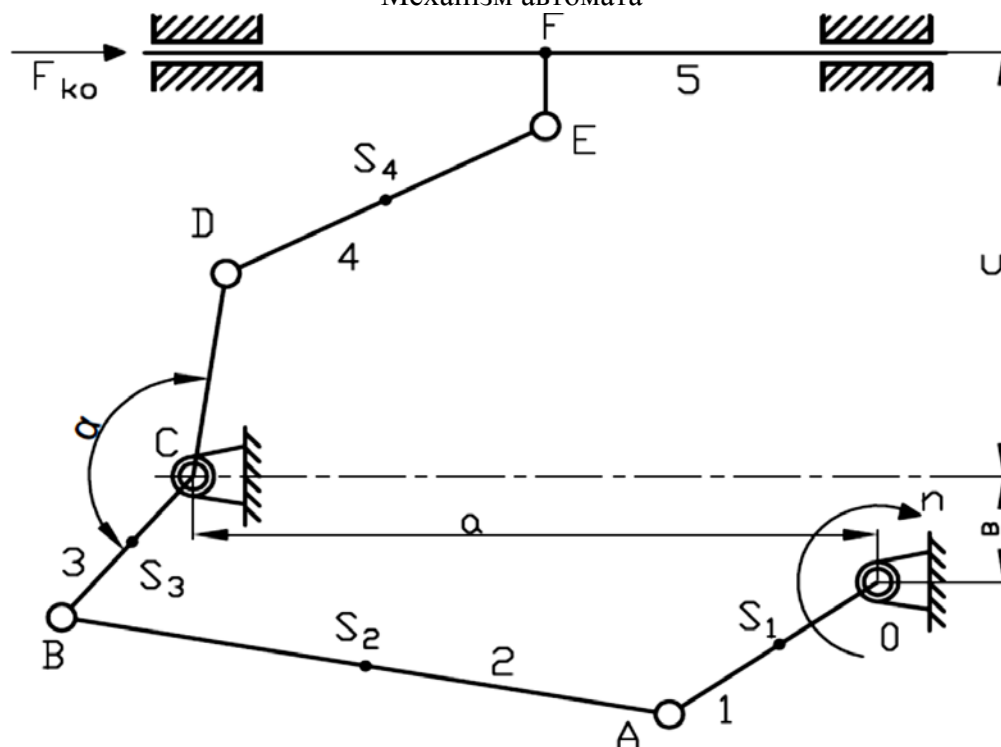
Завдання 20  
Механізм автомата для штампування дрібних деталей



1. Центри мас  $S_1$  ланки на перетині медіан, л їх довжин, а  $L_{ES_5} = C$
2.  $G_4 = G_5 = G_2, J_{S_4} = J_{S_5}$

Вихідні дані	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
a, мм	150	180	210	250	280	300	320	350	360	125
b, мм	120	220	250	190	140	175	200	210	240	160
$L_{OA}$ , мм	10	12	14	15	18	20	25	16	18	8
$L_{AC}$ , мм	100	150	250	300	120	160	180	220	280	195
$\alpha$ , град	30	60	90	120	50	100	0	75	15	0
$L_{OB}$ , мм	50	40	60	80	70	30	25	45	60	55
$L_{BD}$ , мм	160	250	320	300	280	370	400	420	460	125
$L_{DE}$ , мм	155	115	145	175	150	80	100	150	140	170
$n$ , $\text{хв}^{-1}$	140	130	120	110	100	80	90	75	60	150
$G_1$ , Н	60	70	75	80	85	90	100	110	120	50
$G_2$ , Н	70	80	90	100	110	120	130	140	150	60
$G_3$ , Н	125	140	150	180	220	260	280	300	360	120
$J_{S_1}$ , $\text{кг} \cdot \text{м}^2$	0,001	0,002	0,003	0,002	0,004	0,003	0,005	0,006	0,007	0,001
$J_{S_2}$ , $\text{кг} \cdot \text{м}^2$	0,013	0,015	0,02	0,025	0,017	0,018	0,023	0,035	0,031	0,012
$J_{S_5}$ , $\text{кг} \cdot \text{м}^2$	0,015	0,021	0,022	0,028	0,011	0,012	0,013	0,015	0,021	0,015
$F_{k.o}$ , Н	45	3	75	8	10	11	12	18	15	1,5
$M_{k.o}$ , Н	7	8	9	6	4	3	2	1	0,5	5
№ положення	7	8	9	10	4	3	2	1	11	5

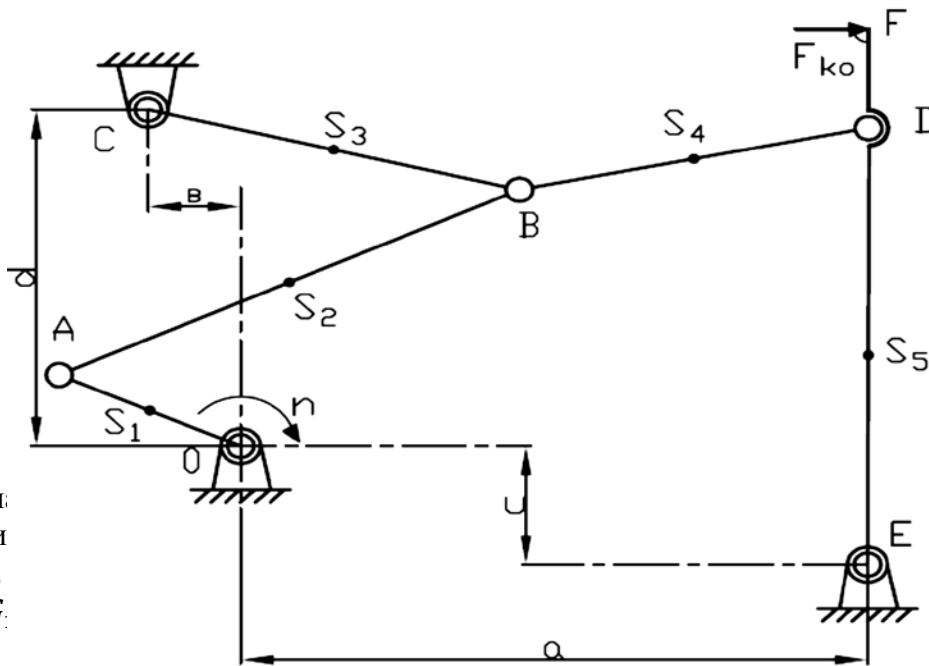
Завдання 21  
Механізм автомата



Вихідні дані	Варіанти									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$a$ , мм	1400	900	800	700	600	1000	1100	1200	1300	1200
$b$ , мм	550	300	350	250	150	400	450	1500	525	1100
$c$ , мм	750	700	800	500	550	600	650	700	400	1300
$L_{OA}$ , мм	290	150	190	200	170	226	265	315	250	275
$L_{AB}$ , мм	1440	950	900	800	790	1200	960	1940	1450	1525
$L_{BC}$ , мм	625	700	600	500	550	625	650	750	675	1140
$L_{CD}$ , мм	450	550	600	350	400	500	525	550	380	1140
$L_{DE}$ , мм	500	450	400	350	500	400	615	550	500	720
$L_{EF}$ , мм	50	100	150	100	80	100	125	120	0	0
$\alpha$ , град	180	190	170	175	150	160	195	145	170	165
$n$ , $\text{хв}^{-1}$	120	160	180	250	200	300	350	400	450	100
$G_1$ , Н	40	50	60	70	80	90	100	110	120	30
$G_5$ , Н	200	250	300	280	320	350	240	270	400	150
$J_{S_1}$ , $\text{кг} \cdot \text{м}^2$	0,025	0,027	0,016	0,031	0,032	0,035	0,02	0,02	0,04	0,015
$J_{S_2}$ , $\text{кг} \cdot \text{м}^2$	0,055	0,05	0,06	0,07	0,08	0,065	0,075	0,08	0,09	0,045
$J_{S_3}$ , $\text{кг} \cdot \text{м}^2$	0,06	0,07	0,08	0,09	0,08	0,07	0,08	0,06	0,08	0,05
$F_{k.o}$ , Н	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1	0,3	1,1	1,2	0,4
№ положення	5	11	2	10	9	3	7	8	4	1

## Завдання 22

### Механізм з подвійним прибоєм

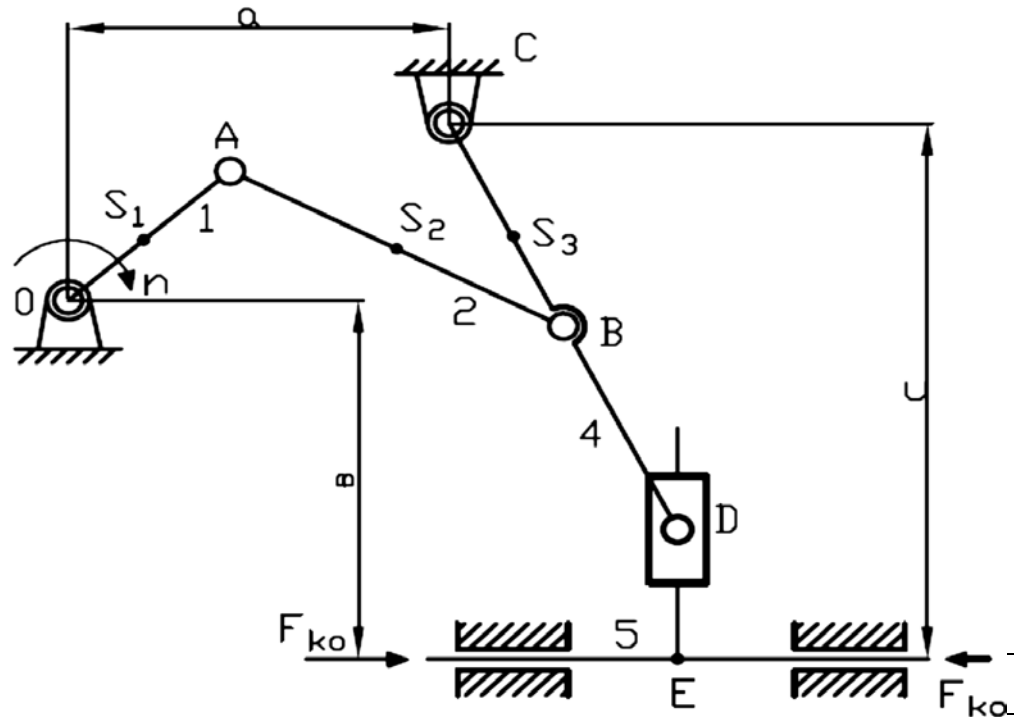


1. Центри мас лежать на одній прямій, що проходить посередині їх довжини.
2.  $L_{EF} = 1,1L_{ED}$
3.  $G_4 = 0,5G_2$ ,  $G_1 = 0,5G_3$ ,  
 $J_{S_4} = 0,5J_{S_2} = J_{S_3}$ .

Вихідні дані	Варіанти									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
a, мм	450	250	530	290	270	460	380	350	400	500
b, мм	150	200	240	270	115	150	0	0	100	225
c, мм	200	220	240	70	66	200	0	100	0	235
d, мм	370	375	420	450	330	350	500	450	550	400
$L_{OA}$ , мм	100	85	105	110	83	96	97	105	120	90
$L_{AB}$ , мм	360	375	415	450	345	360	540	500	580	386
$L_{BC}$ , мм	180	200	240	300	210	186	250	220	270	240
$L_{BD}$ , мм	520	260	520	280	165	480	200	260	250	490
$L_{ED}$ , мм	550	600	645	525	410	560	480	580	550	625
$n$ , $\text{хв}^{-1}$	200	220	160	150	120	110	100	80	60	180
$G_2$ , Н	80	50	40	75	90	100	45	85	105	60
$G_3$ , Н	110	100	90	80	80	90	75	70	60	120
$G_5$ , Н	190	200	210	220	270	280	230	240	250	180
$J_{S_1}$ , $\text{кг} \cdot \text{м}^2$	0,02	0,03	0,04	0,05	0,01	0,011	0,015	0,025	0,033	0,01
$J_{S_2}$ , $\text{кг} \cdot \text{м}^2$	0,2	0,08	0,03	0,15	0,5	0,4	0,25	0,21	0,19	0,1
$J_{S_5}$ , $\text{кг} \cdot \text{м}^2$	0,6	0,7	0,75	0,63	0,8	0,85	0,65	0,7	0,085	0,55
$F_{\kappa,0}$ , Н	0,2	0,3	0,4	0,5	0,7	0,8	0,6	0,9	0,15	0,1
№ положення	2	11	3	9	5	4	10	7	8	1

Завдання 23  
Механізм технологічної машини

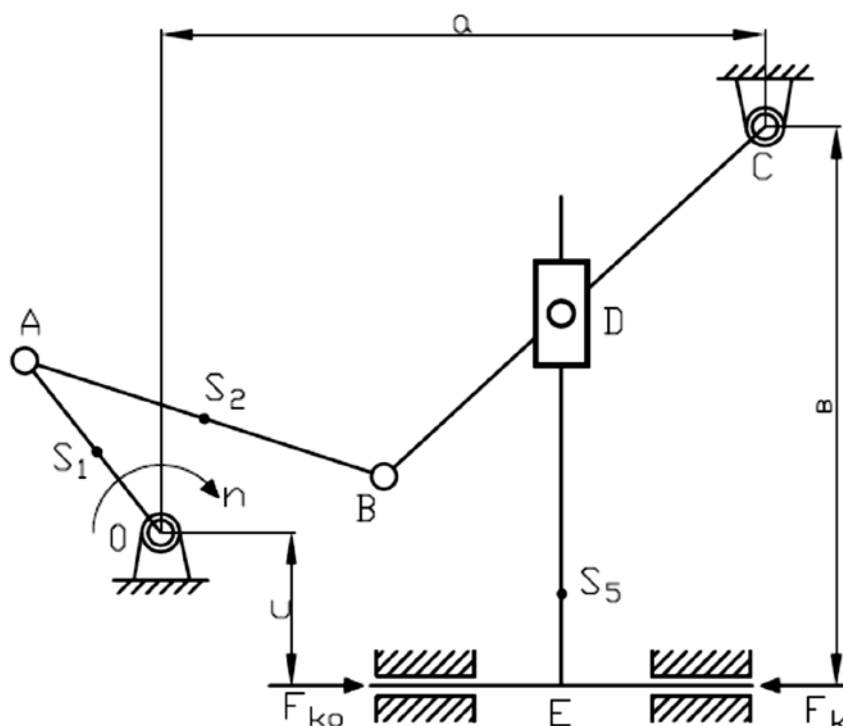
1. Центри посеред в точці І
2.  $G_4 = 0,2$



Вихідні дані										
a, мм	225	250	300	320	280	350	295	400	450	190
b, мм	265	200	245	135	100	0	50	150	180	220
c, мм	360	350	385	355	300	240	280	400	360	320
$L_{OA}$ , мм	60	55	70	110	45	65	80	55	75	50
$L_{AB}$ , мм	240	305	350	330	305	355	340	415	425	210
$L_{BC}$ , мм	200	260	170	240	220	180	160	200	250	150
$L_{CD}$ , мм	340	360	380	340	290	230	270	380	325	280
$n$ , $\text{хв}^{-1}$	47	67	60	50	70	45	40	80	100	57
$G_1$ , Н	75	80	90	100	180	125	150	200	120	50
$G_2$ , Н	200	250	500	240	420	300	400	460	350	120
$G_3$ , Н	150	200	400	120	350	200	200	350	300	100
$G_5$ , Н	400	1100	1000	1200	1300	650	500	750	700	800
$J_{S_1}$ , $\text{кг} \cdot \text{м}^2$	0,09	0,07	0,11	0,12	0,13	0,11	0,12	0,15	0,1	0,09
$J_{S_2}$ , $\text{кг} \cdot \text{м}^2$	0,75	0,88	0,92	0,95	0,77	0,76	0,55	0,45	0,81	0,54
$J_{S_3}$ , $\text{кг} \cdot \text{м}^2$	0,62	0,81	0,85	0,75	0,67	0,56	0,51	0,4	0,62	0,42
$F_1$ , Н	1,2	1,2	1,25	1,24	1,36	1,39	1,45	1,57	1,9	1,1
$F_2$ , Н	0,3	0,2	0,5	0,4	0,6	0,7	1,5	0,21	0,3	0,2
№ положення	8	2	5	9	3	7	10	11	4	1

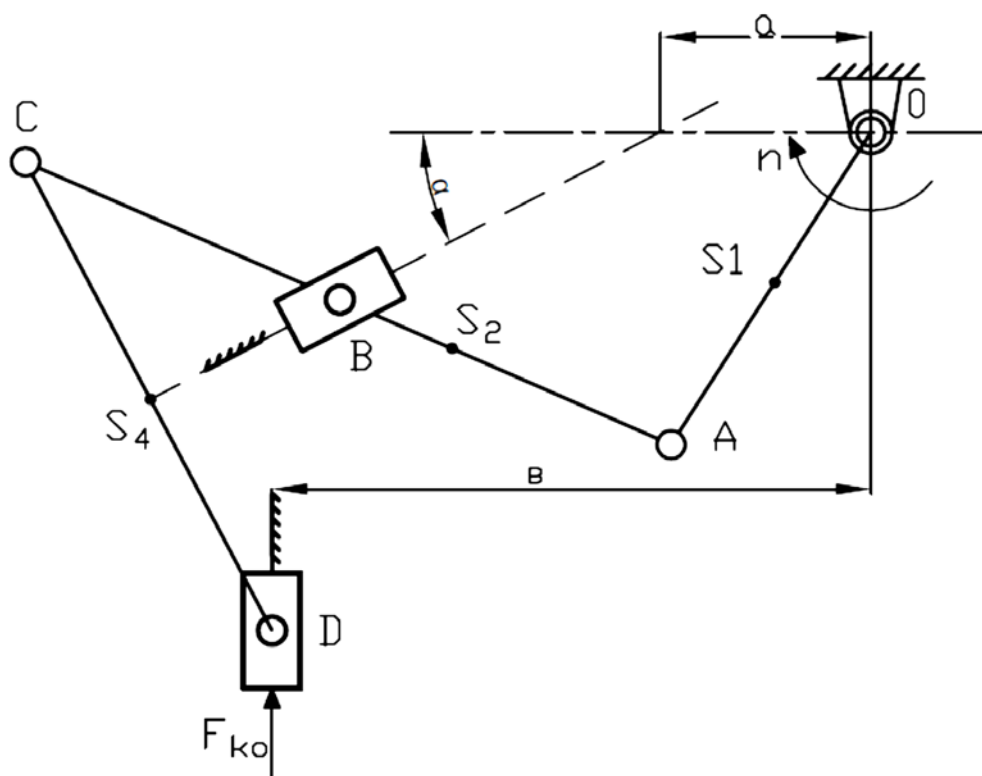
Завдання 24  
Механізм автомата

1. Центри мас ланок 1, 2 прийняти посередині їх довжин.
2.  $L_{ES_5} = 0,1b$ .



Вихідні дані										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
a, мм	250	275	200	300	350	400	450	500	510	250
b, мм	150	160	140	120	200	225	250	240	300	170
c, мм	40	50	60	70	90	20	50	40	60	20
$L_{OA}$ , мм	35	54	30	40	50	60	100	80	120	40
$L_{AB}$ , мм	220	235	190	310	370	400	480	500	475	250
$L_{BC}$ , мм	145	140	135	110	170	200	240	210	260	150
$L_{CD}$ , мм	100	125	110	80	125	180	200	200	250	120
$n$ , $\text{хв}^{-1}$	50	60	70	80	90	75	55	45	35	40
$G_1$ , Н	45	60	70	80	50	55	60	65	85	40
$G_2$ , Н	220	235	190	320	370	400	480	500	475	250
$G_3 = 5G_4$ , Н	125	135	150	160	175	180	190	200	210	120
$G_5$ , Н	300	400	500	600	700	800	900	750	850	200
$J_{S_1}$ , $\text{кг} \cdot \text{м}^2$	0,009	0,012	0,015	0,02	0,025	0,017	0,019	0,024	0,028	0,01
$J_{S_2}$ , $\text{кг} \cdot \text{м}^2$	0,12	0,14	0,16	0,18	0,19	0,2	0,21	0,22	0,23	0,08
$J_{S_3}$ , $\text{кг} \cdot \text{м}^2$	0,14	0,16	0,15	0,16	0,18	0,19	0,19	0,2	0,21	0,12
$F_1$ , Н	0,7	0,9	1	1,1	1,2	1,4	1,5	1,6	1,6	0,5
$F_2$ , Н	0,2	0,3	0,3	0,4	0,4	0,5	0,3	0,4	0,5	0,2
№ положення	1	9	7	2	10	5	3	11	4	8

Завдання 25  
Ударний механізм



дині їх довжин.  
 $L_{OS_1} = 0,2L_{OA}$ .

								8	9	10
a, мм	200	150	125	180	205	250	300	350	320	150
b, мм	360	260	400	360	450	530	570	700	800	325
$\alpha$ , град	30	30	32	35	40	45	50	55	60	25
$L_{OA}$ , мм	50	60	70	55	65	45	75	80	90	40
$L_{AB}$ , мм	290	210	220	220	320	400	480	550	600	200
$L_{BC}$ , мм	80	100	220	160	180	160	140	300	350	140
$L_{CD}$ , мм	160	250	220	200	210	125	175	400	300	150
$n$ , $\text{хв}^{-1}$	140	130	120	111	100	90	80	70	60	150
$G_1$ , Н	70	60	85	90	55	65	75	80	85	50
$G_2$ , Н	280	300	320	340	350	360	270	280	300	260
$G_3$ , Н	180	200	220	240	250	260	170	180	200	160
$G_4$ , Н	80	80	60	40	50	60	70	80	90	60
$G_5$ , Н	500	520	540	550	560	590	600	720	650	480
$J_{S_1}$ , $\text{кг} \cdot \text{м}^2$	0,12	0,15	0,1	0,1	0,13	0,14	0,16	0,16	0,11	0,11
$J_{S_2}$ , $\text{кг} \cdot \text{м}^2$	0,8	0,9	1	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	0,7
$J_{S_3}$ , $\text{кг} \cdot \text{м}^2$	0,45	0,5	0,5	0,6	0,55	0,6	0,7	0,75	0,8	0,4
$F_{к.о.}$ , Н	0,8	1	1,4	2,4	1,2	2,1	1,8	1,7	1,6	0,6
№ положення	4	8	7	3	9	10	2	11	1	5